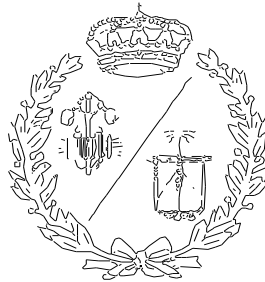


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



***Proyecto Fin de Grado***

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA  
CENTRÍFUGA MEDIANTE SU PROTOTIPO  
VIRTUAL**

**(Design and simulation of a centrifugal pump  
using its virtual prototype)**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**Autor: Álvaro García Amo**

**Diciembre - 2020**

# ÍNDICE DEL TFG

---

## Documentos Contenidos en el TFG

- ***RESUMEN***
  - ***MEMORIA***
  - ***PRESUPUESTO***
  - ***ANEXOS***
  - ***BIBLIOGRAFÍA***
-

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **RESUMEN**

---

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA MEDIANTE  
LA CREACIÓN DE UN PROTOTIPO VIRTUAL**

En el siguiente Trabajo de Fin de Grado para acceder al título de Grado en Ingeniería Mecánica se tratará de verificar el correcto funcionamiento de una máquina hidráulica.

Se comenzará explicando la teoría de máquinas hidráulicas centrándose en el grupo de las turbomáquinas al que pertenecen las bombas hidráulicas. Dentro de las bombas hidráulicas existen una gran variedad de tipos, pero el siguiente proyecto se centrará en las bombas centrífugas.

Se creará una bomba centrífuga completa con todas las partes y elementos que la componen. Para ello, se usará de base un modelo comercial de diversas aplicaciones en el ámbito industrial y agrónomo del fabricante Kirloskar que es uno de los que más información técnica proporciona de los diferentes modelos.

Mediante el uso de herramientas de modelado CAD como son AutoCAD e Inventor Profesional se desarrollarán los modelos 3D y planos de los diferentes componentes que conforman la bomba centrífuga.

Una vez desarrollados todos los componentes, se realizará el ensamblaje completo de la bomba centrífuga junto con el resto de los elementos normalizados para tener una referencia visual de que todos los componentes cumplen su función y se ensamblan correctamente.

Seguidamente, se procederá a verificar el correcto funcionamiento del equipo. Para ello, sería necesario disponer de un modelo real y un banco de pruebas para realizar los diferentes ensayos, pero, como no se dispone de esos equipos, se realizará mediante simulaciones con las que se podrán obtener resultados muy similares a los que se obtendrían mediante un banco de pruebas.

Para realizar las simulaciones se usará ANSYS que es un Software de Ingeniería Avanzada para la simulación del comportamiento de dinámica de fluidos, electromagnetismos, resistencia de materiales, etc.

Para poder realizar las simulaciones será necesario el flujo de fluido que circula por el interior de la bomba, por lo que será necesario obtener el modelo 3D del flujo del fluido. Nuevamente, mediante el uso de Inventor Profesional y el modelo 3D de la bomba centrífuga que se ha creado previamente, se modelará el flujo del fluido que es el espacio que ocupa el fluido cuando circula por el interior de la bomba centrífuga.

A continuación, en ANSYS se importará la geometría del flujo del fluido y se le aplicarán una serie de condiciones de contorno y parámetros de funcionamiento necesarios para realizar la simulación.

Una vez la simulación converge en un resultado satisfactorio, se aplicará la teoría de turbomáquinas vista previamente sobre los parámetros obtenidos para poder representar los valores de una forma intuitiva.

Posteriormente, se realizarán una serie de estudios para los que será necesario la modificación del flujo de fluido, los parámetros de funcionamiento y volver a realizar la simulación. Para las simulaciones realizadas en los diferentes estudios se reducirá el tiempo de simulación de 3 horas a 40 min asumiéndose una reducción de la precisión de los resultados entorno al 1,4%.

Se realizará un total de 32 simulaciones y se representarán los resultados obtenidos mediante el uso de tablas y gráficas con los que se podrá obtener la Curva Característica de funcionamiento de la bomba para dos regímenes de revoluciones, se comprobará que ocurre con la Ecuación de Euler al variar el ángulo  $\beta_2$  de los álabes del rodete, la influencia del Coeficiente de Pfleiderer al variar el número de álabes del rodete y, para finalizar, se creará un modelo a escala para verificar las Leyes de Semejanza, verificando de esta manera el principio de funcionamiento de una bomba centrífuga.

Demostrándose de esta forma que no es necesario elaborar un modelo físico real para realizar los distintos ensayos o pruebas ya que, gracias a las simulaciones realizadas con ANSYS, se pueden obtener unos resultados muy aproximados del comportamiento real de la bomba.

In this paper Final Degree to access the Degree in Mechanical Engineering will attempt to verify the correct operation of a hydraulic machine.

It will begin by explaining the theory of hydraulic machines, focusing on the group of turbomachines to which hydraulic pumps belong. Within hydraulic pumps there are a great variety of types, but the next project will focus on centrifugal pumps.

A complete centrifugal pump will be created with all the parts and elements that compose it. For this, a commercial model of various applications in the industrial and agronomic field of the manufacturer Kirloskar will be used as a basis, which is one of the manufacturers that provides the most technical information on the different models.

Using CAD modelling tools such as AutoCAD and Inventor Professional, the 3D models and plans of the different components that make up the centrifugal pump will be developed.

Once all the components have been developed, the complete assembly of the centrifugal pump will be made along with the rest of the standardized elements to have a visual reference that all the components fulfil their function and are assembled correctly.

Next, the correct operation of the equipment will be verified. To do this, it would be necessary to have a real model and a test bench to carry out the different tests, but, as this equipment is not available, it will be carried out through simulations with which results very similar to those can be obtained. that would be obtained through a test bench.

To carry out the simulations, ANSYS will be used, which is an Advanced Engineering Software for the simulation of the behaviour of fluid dynamics, electromagnetism, resistance of materials, etc.

To carry out the simulations, the flow of fluid that circulates inside the pump will be necessary, so it will be necessary to obtain the 3D model of the fluid flow. Again, by using Inventor Professional and the 3D model of the centrifugal pump that has been created previously, the fluid flow will be modelled, which is the space that the fluid occupies when it circulates inside the centrifugal pump.

Next, in ANSYS, the fluid flow geometry will be imported and a series of boundary conditions and operating parameters necessary to perform the simulation will be applied to it.

Once the simulation converges on a satisfactory result, the previously seen turbomachine theory will be applied to the parameters obtained to represent the values in an intuitive way.

Subsequently, a series of studies will be carried out for which it will be necessary to modify the fluid flow, the operating parameters and carry out the simulation again. For the

simulations carried out in the different studies, the simulation time will be reduced from 3 hours to 40 min, assuming a reduction in the precision of the results of around 1.4%.

A total of 32 simulations will be carried out and the results obtained through the use of tables and graphs will be represented with which the Characteristic Curve of operation of the pump for two revolutions will be obtained, it will be verified that it happens with the Euler Equation at vary the angle  $\beta_2$  of the impeller blades, the influence of the Pfleiderer Coefficient when varying the number of impeller blades and, finally, a scale model will be created to verify the Laws of Similarity, thus verifying the operating principle of a centrifugal pump.

Proving in this way that it is not necessary to develop a real physical model to carry out the different tests or tests since, thanks to the simulations carried out with ANSYS, very approximate results of the real behaviour of the pump can be obtained.

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **MEMORIA**

---

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA MEDIANTE  
LA CREACIÓN DE UN PROTOTIPO VIRTUAL**



**ÍNDICE MEMORIA**

1.	Índice de figuras y tablas .....	10
2.	Introducción.....	16
3.	Objetivos .....	17
4.	Máquinas hidráulicas.....	18
4.1	Máquinas de desplazamiento positivo o volumétricas .....	19
4.2	Turbomáquinas.....	21
5.	Bombas hidráulicas .....	23
5.1	Elementos que conforman una bomba centrífuga.....	24
5.2	Principio de funcionamiento.....	27
5.2.1	Bernoulli.....	28
5.2.2	Ecuación de Euler .....	30
5.2.3	Triángulo de Velocidades.....	34
5.2.4	Coeficiente de Pfleiderer .....	36
5.2.5	Curva característica .....	37
5.2.6	Leyes de semejanza .....	39
6.	Elección de nuestra bomba centrífuga.....	43
7.	Cálculo teórico de los alabes del rodete .....	45
8.	Modelización CAD de la bomba centrífuga.....	52
8.1	Voluta .....	54
8.2	Rodete.....	61
8.3	Brida intermedia .....	64
8.4	Carcasa trasera.....	65
8.5	Tapa de rodamientos.....	67
8.6	Eje.....	67
8.7	Elementos modelados que completan el diseño .....	69
8.8	Elementos normalizados .....	70

9.	Ensamblaje .....	71
10.	Simulación del comportamiento del fluido mediante ANSYS 19.2 .....	79
10.1	Modelado del flujo .....	83
10.2	Ensamblaje del flujo .....	86
10.3	Simulación en ANSYS .....	87
10.3.1	Geometría .....	88
10.3.2	Mallado .....	90
10.3.3	Configuración .....	94
10.3.4	Resolución .....	102
10.3.5	Resultados .....	109
11.	Curvas características de la bomba centrífuga .....	116
11.1	Curva característica a 2900 rpm .....	117
11.2	Curva característica a 1450 rpm .....	120
12.	Incremento del ángulo de salida $\beta_2$ .....	123
13.	Variación del número de alabes del rodete (coeficiente de Pfleiderer) .....	131
14.	Verificación de las relaciones de semejanza .....	134
15.	Conclusiones .....	139

## 1. ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1: Esquema clasificación máquinas hidráulicas.....	18
Fig. 2: Bomba de engranajes. [1] .....	19
Fig. 3: Bomba de diafragma. [2].....	20
Fig. 4: Turbomáquina generadora. [3].....	21
Fig. 5: Turbomáquina motora. [4] .....	22
Fig. 6: Clasificación según la dirección del flujo. [5] .....	22
Fig. 7: Bomba centrífuga. [6].....	23
Fig. 8: Fotografía de una voluta comercial. [7] .....	24
Fig. 9: Tipología de rodetes. [8].....	25
Fig. 10: Esquema de un cierre hidráulico. [9] .....	26
Fig. 11: Triángulos de velocidades a la entrada y salida del álabe. [10].....	27
Fig. 12: Entrada y salida de la bomba. [11] .....	29
Fig. 13: Vectores de velocidad a la entrada y salida del rodetes. [11].....	30
Fig. 14: Curva característica ideal bomba centrífuga. [12].....	38
Fig. 15: Curva característica real bomba centrífuga. [12] .....	38
Fig. 16: Modelo CAD bomba comercial kirloskar Modelo-DB. [13] .....	43
Fig. 17: Curva Q-H para el modelo DB. [13].....	44
Fig. 18: Especificaciones Motor. [14].....	45
Fig. 19: Eficiencia de la bomba. [14] .....	46
Fig. 20: Construcción del álabe.....	50
Fig. 21: Modelo final de los álabes .....	51
Fig. 22: Sección de la bomba con las medidas principales. [15].....	52
Fig. 23: Vista seccionada de la bomba. [15].....	53
Fig. 24: Construcción de la espiral .....	54
Fig. 25: Generación de la elevación .....	55
Fig. 26: Elevación spline y extrusión central de la voluta.....	55

Fig. 27: Solido 2, exterior de la voluta .....	56
Fig. 28: Generación embridados laterales.....	57
Fig. 29: Creación de agujeros y detalles embridados laterales.....	57
Fig. 30: Vaciado lateral entrada del fluido .....	58
Fig. 31: Vaciado lateral posterior entrada del rodete .....	58
Fig. 32: Creación agujeros roscados embridado posterior .....	59
Fig. 33: Creación agujeros roscados embridado posterior .....	60
Fig. 34: Modelo definitivo voluta .....	60
Fig. 35: Revolución tocho inicial rodete.....	61
Fig. 36: Revolución vaciado tocho inicial rodete.....	62
Fig. 37: Acople y chavetero del rodete .....	62
Fig. 38: Creación álabes del rodete.....	63
Fig. 39: Modelo final del rodete .....	63
Fig. 40: Modelo inicial brida intermedia .....	64
Fig. 41: Modelo final brida intermedia .....	64
Fig. 42: Primera revolución carcasa trasera .....	65
Fig. 43: Revolución vaciado interior carcasa trasera .....	65
Fig. 44: Modelo final carcasa trasera vista 1 .....	66
Fig. 45: Modelo final carcasa trasera vista 2 .....	66
Fig. 46: Modelo final tapa de rodamientos.....	67
Fig. 47: Herramienta “design accelerator” .....	68
Fig. 48: Modelo final eje .....	68
Fig. 49: Componentes adicionales .....	69
Fig. 50: Componentes normalizados.....	70
Fig. 51: Restricción insertar.....	71
Fig. 52: Restricción coincidencia .....	72
Fig. 53: Selección de tornillo .....	73
Fig. 54: Selección del rodamiento .....	73

Fig. 55: Montaje rodamiento y eje en carcasa trasera .....	74
Fig. 56: Componentes cierre hidráulico .....	75
Fig. 57: Montaje cierre hidráulico .....	75
Fig. 58: Selección de la chaveta .....	76
Fig. 59: Vista explosionada rodete y voluta .....	77
Fig. 60: Montaje final bomba centrífuga vista posterior.....	77
Fig. 61: Montaje final bomba centrífuga vista frontal .....	78
Fig. 62: Discretización de un modelo 2D. [16] .....	79
Fig. 63: Datos gráfica 1450 rpm. [13] .....	80
Fig. 64: Datos gráfica 2900 rpm. [13] .....	81
Fig. 65: Rodete donde se aplican las distintas condiciones.....	82
Fig. 66: Solidos que conforman el flujo de la voluta .....	83
Fig. 67: Flujo de fluido en la voluta.....	84
Fig. 68: Modelado del flujo en el rodete .....	84
Fig. 69: Modelado del flujo a la entrada .....	85
Fig. 70: Ensamblaje flujo de entrada y rodete .....	86
Fig. 71: Ensamblaje complete del flujo.....	86
Fig. 72: Modulo Fluent y sus diferentes etapas .....	87
Fig. 73: Importar geometría en ANSYS .....	88
Fig. 74: Vista frontal geometría importada en ANSYS.....	89
Fig. 75: Vista posterior geometría importada en ANSYS.....	89
Fig. 76: Selección función "Named Selection" .....	90
Fig. 77: Named Selections "Inflow" entrada del fluido.....	91
Fig. 78: Named Selections "VolutaWall" pared de la voluta .....	91
Fig. 79: Named Selections "Blades" álabes rodete .....	92
Fig. 80: Mallado del modelo 3D.....	93
Fig. 81: Parámetros iniciales configuración ANSYS .....	94
Fig. 82: Espacio de trabajo configuración ANSYS.....	95

Fig. 83: Modelos de viscosidad .....	95
Fig. 84: Configuración del modelo de viscosidad .....	96
Fig. 85: Base de datos materiales ANSYS .....	96
Fig. 86: Entrada y voluta Cell Zone Conditions.....	97
Fig. 87: Rodete Cell Zone Conditions.....	97
Fig. 88: Condiciones de contorno de las paredes del rodete .....	98
Fig. 89: Función copiar condiciones de contorno .....	99
Fig. 90: Condición de contorno "Wall" .....	99
Fig. 91: Condiciones de contorno de la superficie de entrada del fluido .....	100
Fig. 92: Condiciones de contorno de la superficie de salida del fluido.....	100
Fig. 93: Condición de contorno intercambio de fluido en superficies .....	101
Fig. 94: Método de Resolución.....	102
Fig. 95: Selección del tipo de Report.....	103
Fig. 96: Configuración del Report en la superficie de entrada .....	104
Fig. 97: Configuración del Report en la superficie de salida.....	104
Fig. 98: Método de iniciación híbrido .....	105
Fig. 99: Código de la iniciación híbrida .....	105
Fig. 100: Código de la segunda iniciación .....	106
Fig. 101: Código resultado de la simulación.....	107
Fig. 102: Elementos residuales .....	107
Fig. 103: Report del flujo de salida .....	108
Fig. 104: Report del flujo de entrada .....	108
Fig. 105: Selección de la operación plano.....	109
Fig. 106: Configuración de la geometría plano.....	109
Fig. 107: Configuración de la escala del plano.....	110
Fig. 108: Representación de la presión del fluido en el plano medio .....	110
Fig. 109: Configuración de los vectores velocidad del fluido .....	111
Fig. 110: Representación de los vectores velocidad del fluido .....	112

Fig. 111: Cálculo de la presión en la superficie de entrada .....	113
Fig. 112: Cálculo de la presión en la superficie de entrada .....	113
Fig. 113: Cálculo de la velocidad en la superficie de entrada .....	114
Fig. 114: Cálculo de la velocidad en la superficie de salida.....	114
Fig. 115: Curva característica prototipo a 2900 rpm .....	117
Fig. 116: Distribución de presión con un flujo másico de 30 kg/s a 2900 rpm.....	118
Fig. 117: Distribución de presión con un flujo másico de 63,88 kg/s a 2900 rpm.....	119
Fig. 118: Distribución de presión con un flujo másico de 90 kg/s a 2900 rpm.....	119
Fig. 119: Curva característica prototipo a 1450 rpm.....	120
Fig. 120: Distribución de presión con un flujo másico de 30 kg/s a 1450rpm.....	121
Fig. 121: Distribución de presión con un flujo másico de 45 kg/s a 1450rpm.....	121
Fig. 122: Distribución de presión con un flujo másico de 60 kg/s a 1450rpm.....	122
Fig. 123: Ángulo $\beta_2$ de valor 12 grados.....	124
Fig. 124: Ángulo $\beta_2$ de valor 16 grados.....	125
Fig. 125: Ángulo $\beta_2$ de valor 20 grados.....	126
Fig. 126: Ángulo $\beta_2$ de valor 24 grados.....	127
Fig. 127: Ángulo $\beta_2$ de valor 28 grados.....	128
Fig. 128: Ángulo $\beta_2$ de valor 32 grados.....	129
Fig. 129: Variación de la altura útil respecto al ángulo $\beta_2$ .....	130
Fig. 130: Rodetes con distinto número de álabes.....	131
Fig. 131: Variación de la altura útil respecto al número de álabes del rodete .....	132
Fig. 132: Variación del coeficiente de Pfleiderer respecto al número de álabes .....	133
Fig. 133: Función exportar en Inventor Profesional .....	134
Fig. 134: Tipos de formato a los que permite exportar Inventor Profesional .....	135
Fig. 135: Flujo del rodete importado en SolidWorks .....	135
Fig. 136: Función escala SolidWorks .....	136
Fig. 137: Ensamblaje del fluido a escala .....	136
Tabla 1: Valores simulaciones a 2900 rpm para diferentes flujos másicos .....	117

Tabla 2: Valores simulaciones a 1450 rpm para diferentes flujos máscicos .....	120
Tabla 3: Resultados obtenido con variación de $\beta_2$ .....	130
Tabla 4: Resultados obtenidos en cada rodete .....	132
Tabla 5: Resultados obtenidos en el modelo inicial .....	137
Tabla 6: Resultados obtenidos en el modelo a escala.....	137



## 2. INTRODUCCIÓN

En el siguiente trabajo de fin de grado, se llevará a cabo el diseño y modelado de una bomba centrífuga mediante el uso de AutoCAD e Inventor Profesional para posteriormente realizar una simulación dinámica del prototipo virtual usando ANSYS, que es un software de simulación ingenieril el cual está desarrollado para funcionar utilizando la teoría de elementos finitos para estructuras y volúmenes finitos para fluidos.

Una bomba centrífuga es un tipo de turbomáquina que se utiliza para transformar la energía mecánica que es proporcionada por un motor eléctrico y transmitida hasta el impulsor o rodete en energía cinética o de presión a un fluido incompresible. Por tanto, una bomba centrífuga convierte la energía mecánica en energía hidráulica.

Para poder desarrollar el prototipo virtual de la bomba se utilizará un modelo comercial que servirá como base del diseño para posteriormente mediante el cálculo teórico intentar que ésta sea lo más semejante al modelo real.

A continuación, se introducirá el prototipo virtual en el software de simulación en el que se realizará un mallado lo más preciso posible para obtener unos resultados de la simulación con la mayor exactitud posible.

Para finalizar, gracias a los datos obtenidos de las simulaciones se realizarán una serie de estudios como son:

- Verificar el óptimo funcionamiento de la bomba en sus puntos óptimos de trabajo.
- Comprobar las curvas características de la bomba.
- Verificar la teoría de Euler mediante la variación del ángulo  $\beta_2$
- Corroborar las relaciones de semejanza.

### **3. OBJETIVOS**

Este trabajo de fin de grado tiene como objetivo el estudio y análisis de una bomba centrífuga mediante la simulación de su prototipo virtual, a través de los conocimientos adquiridos durante el desarrollo de los estudios de ingeniería mecánica.

A partir de la teoría de turbomáquinas se estudiará el comportamiento de la bomba centrífuga para desarrollar el modelo virtual.

Se utilizarán herramientas de diseño como son AutoCAD, Inventor Profesional y SolidWorks para desarrollar y obtener los modelos correspondientes a cada estudio.

Se usará ANSYS para realizar las distintas simulaciones y obtener los resultados para verificar el correcto funcionamiento de la bomba.

Se verificará la teoría de turbomáquinas gracias a los resultados de las simulaciones.

Se podrá comprobar que el prototipo es lo más semejante posible al modelo real a partir de los datos que proporciona el fabricante.

#### 4. MAQUINAS HIDRÁULICAS Y SU CLASIFICACIÓN

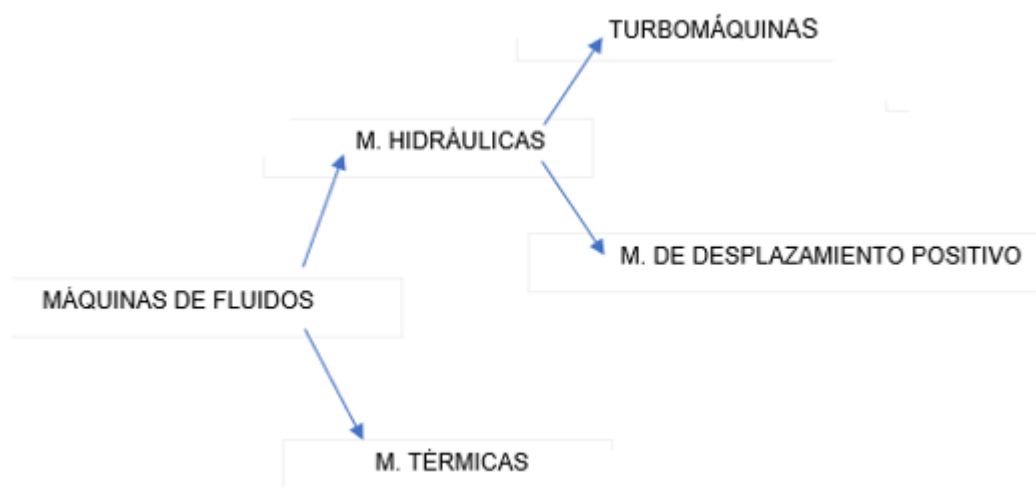
Las máquinas de fluidos son un sistema mecánico que intercambia energía mecánica con el fluido que circula por su interior. Por su parte las máquinas hidráulicas son una variedad de máquina de fluidos en las que los efectos de compresibilidad del fluido son despreciables. La transformación de energía dentro de las máquinas hidráulicas puede ser para absorber energía al fluido (turbinas), o bien para aportar energía al fluido (bombas).

Para el estudio de estos aparatos se debe partir del conocimiento de las ecuaciones generales de conservación de la Mecánica de Fluidos.

El flujo del fluido a través de las máquinas hidráulica puede ser laminar, o turbulento. El número de Reynolds es el parámetro adimensional que relaciona los efectos convectivos y difusivos, de modo que, por encima de un valor crítico, podemos decir que el flujo pasa de laminar a turbulento.

En condiciones normales de trabajo, el flujo del fluido que atraviesa una máquina hidráulica es normalmente turbulento, no existiendo en general soluciones exactas de las ecuaciones de Navier-Stokes.

El análisis del comportamiento de una máquina hidráulica puede realizarse con ayuda de las teorías simplificada que se han comentado anteriormente. Sin embargo, el diseño debe apoyarse en la experimentación previa de máquinas ya construidas que funcionen correctamente.



*Figura 1 – Esquema clasificación máquinas hidráulicas*

#### 4.1 MÁQUINAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO O VOLUMÉTRICAS

Las máquinas de desplazamiento positivo son equipos que se utilizan para transportar fluidos, de forma que transforma la energía que dispone (mecánica) en forma de presión y caudal (hidráulica).

Sin embargo, el caudal no fluye de forma constante, sino que va avanzando en volúmenes confinados. Esto se debe a que el fluido cambia sus condiciones debido a una disminución volumétrica de la cavidad en la que se encuentran.

Dentro de las máquinas de desplazamiento positivo tenemos dos tipos:

##### Máquinas Rotativas

Las máquinas rotativas se caracterizan por tener un elemento rotativo que puede traer un movimiento biela manivela alternativo, sus características principales son:

- Velocidad de giro: 3000 – 5000 rpm
- Mayor uniformidad en el funcionamiento
- Presión: 100 – 200 bar
- No necesita válvulas de protección

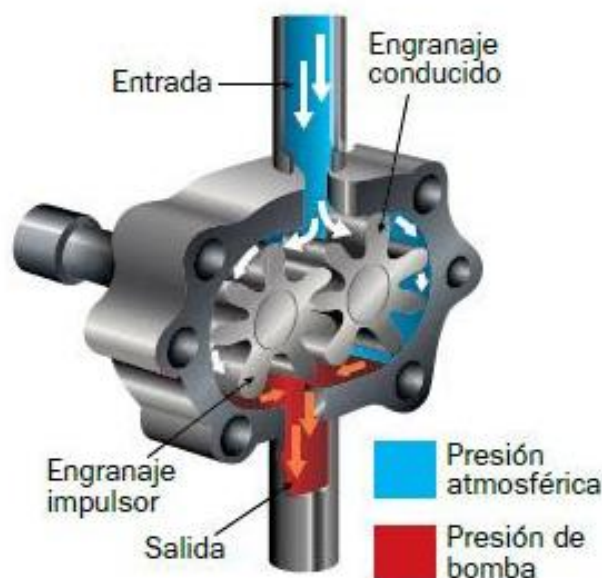


Figura 2 – Bomba de engranajes [1]

## Máquinas Alternativas

Las máquinas alternativas son aquellas que siempre disponen de un embolo, pistón o diafragma, es decir, algún elemento que hace que haya una etapa de admisión, una de transporte y otra de salida o impulsión, de manera que el caudal se proporciona de manera más discontinua. Sus características principales son:

- Velocidad de giro: 300 – 500 rpm
- Mayor irregularidad en el funcionamiento
- Más posibilidades de cavitación
- Son las que alcanzan mayores presiones
- Necesitan válvulas de seguridad

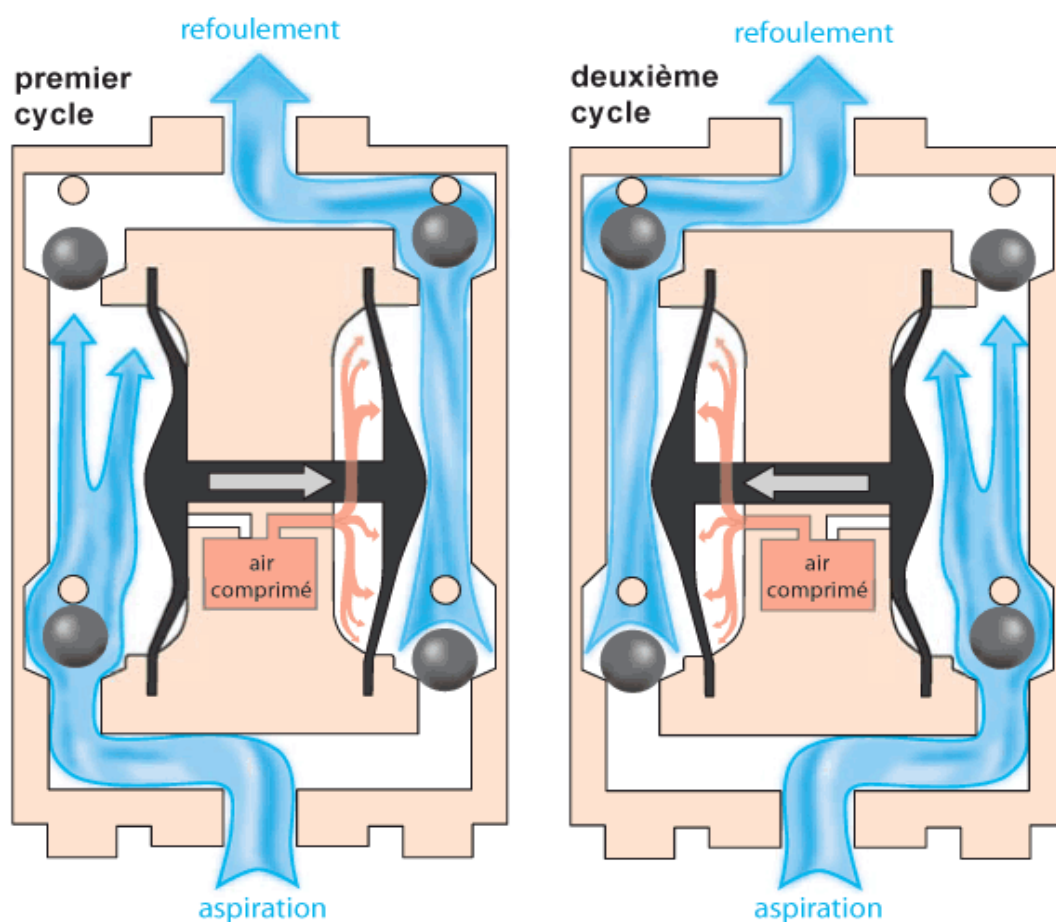


Figura 3 – Bomba de diafragma [2]

## 4.2 TURBOMÁQUINAS

Las turbomáquinas son aquellas que basan su principio de funcionamiento en la ecuación de Euler, en ellas existe un empuje, un cambio de cantidad de movimiento al fluido de manera que existe un elemento móvil que transfiere la energía mecánica a energía hidráulica. Esto se produce gracias a la rotación de los álabes o paletas que conforman la parte móvil de la máquina, rotor.

En las turbomáquinas la transferencia de caudal no se realiza por volúmenes confinados que se desplazan por el interior de la máquina si no, por velocidades que empujan a los fluidos de manera que el caudal es constante.

Dentro de las turbomáquinas podemos realizar dos clasificaciones:

### Según el sentido de intercambio de energía:

- **Generadoras:** En ellas la máquina comunica energía al fluido. La energía aumenta en su paso por la máquina, absorben potencia para incrementar la presión del fluido (bombas, ventiladores, etc.)
- **Motoras:** En ellas el fluido cede energía a la máquina disminuyendo la energía del fluido en su paso por la máquina. Producen potencia expandiendo el fluido hasta una presión más baja (turbinas hidráulicas, de vapor y gas).



*Figura 4 – turbomáquina generadora [3]*

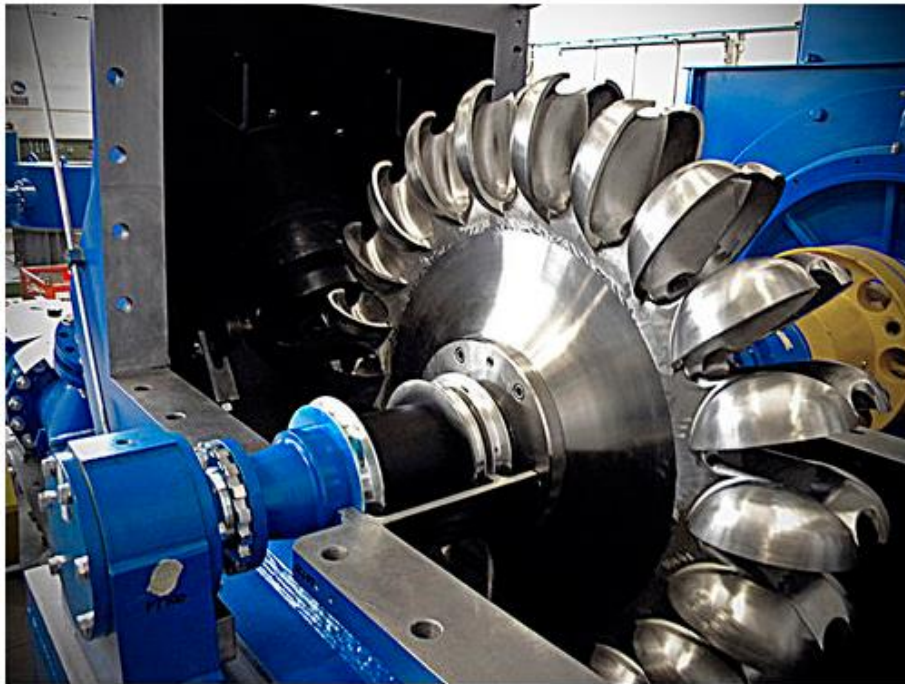


Figura 5 – turbomáquina motora [4]

**Según la dirección del flujo:**

- Axiales: cuando la trayectoria del flujo es paralela al eje de rotación de la máquina.
- Radial: cuando la trayectoria del flujo está en un plano perpendicular al eje de rotación.
- Mixto: cuando en la trayectoria del flujo a la salida del rotor interviene las componentes axiales y radial de la velocidad.

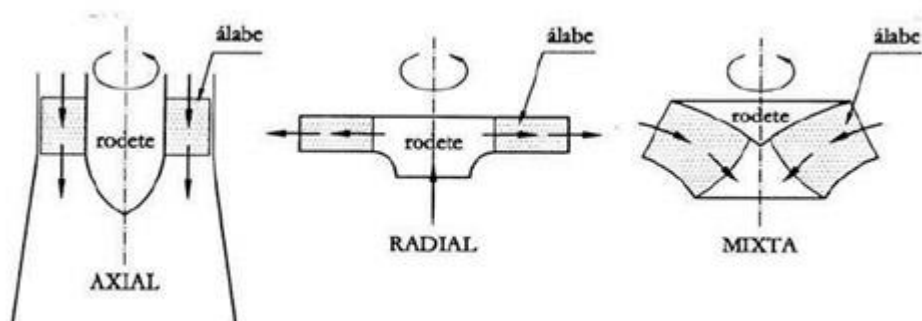


Figura 6 – Clasificación según la dirección del flujo [5]

## 5. BOMBAS HIDRÁULICAS

Una bomba hidráulica o bomba de agua es una turbomáquina, que esta englobada dentro de las turbomáquinas generadoras, por lo que transforma la energía con la que es accionada en energía del fluido incompresible que mueve mediante un rotor.

Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión a otra de mayor presión.

Dentro de las bombas hidráulicas existen una gran variedad de tipos, pero este proyecto se centrará en las bombas centrífugas.



*Figura 7 – Bomba centrífuga [6]*



## 5.1 ELEMENTOS QUE CONFORMAN UNA BOMBA CENTRÍFUGA

En este apartado, se realizará una introducción y un estudio las distintas partes que conforman una bomba centrífuga.

- **Voluta:**

Es la parte fija de la bomba, tiene forma de espiral y rodea al impulsor o rodete. Este elemento es el encargado de dirigir el flujo del fluido que proviene del impulsor y transformar la energía cinética que tiene en energía de presión. La voluta debe ir aumentando la sección paulatinamente hasta llegar a la sección de salida. Dentro de este elemento se producen pérdidas de presión ocasionadas por la fricción del fluido con la superficie interna de la voluta.



*Figura 8 – Fotografía de una voluta comercial [7]*

- **Rodete o Impulsor:**

El rodete es el elemento más importante de la bomba centrífuga. Esta es la parte móvil, se encarga de hacer girar el fluido y que éste adquiera velocidad. Este elemento siempre está orientando de forma perpendicular a la dirección de flujo de entrada del fluido y está conformado por un determinado número de álabes. Existen varios tipos de rodetes:

1. Cerrados: Se utilizan para impulsar fluidos limpios, son los más habituales y los que proporcionan un mayor rendimiento.

2. Semiabierto: Se emplean con fluidos sucios, no presentan problemas de obstrucción.
3. Abiertos: Sin problemas de obstrucción, pero tienen rendimientos hidráulicos muy pequeños por fugas internas.
4. Doble aspiración: Se utilizan para caudal muy grandes de esta forma se compensan los esfuerzos axiales.

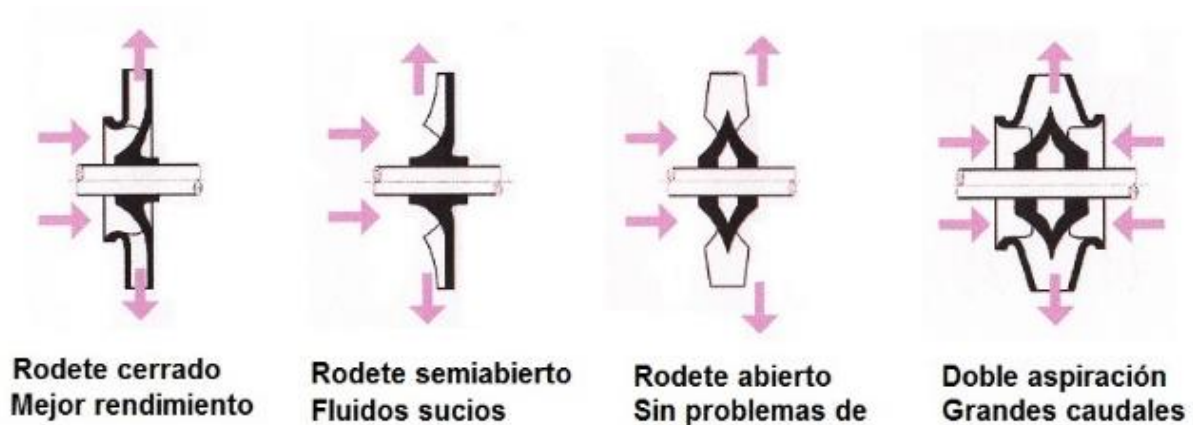


Figura 9 – Tipología de rodetes [8]

- **Eje:**

El eje es el elemento que se encarga de transmitir la fuerza del motor al rodete. Este elemento debe estar correctamente dimensionado para soportar los esfuerzos de torsión que se producen debido al par ejercicio por el motor y al par resistente que produce el fluido.

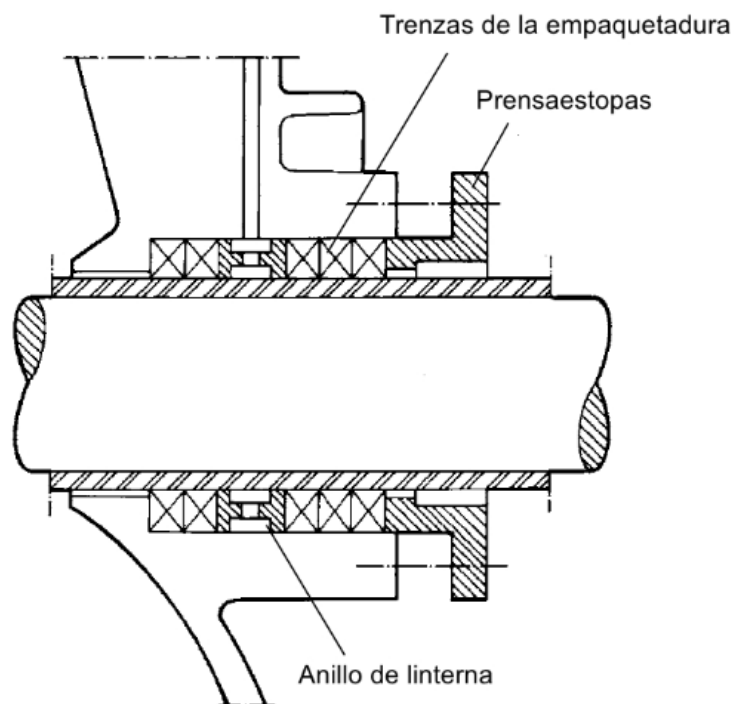
- **Anillo de desgaste:**

Este elemento realiza la función de junta entre el rodete y la voluta, debe ser un elemento barato y fácil de sustituir. Con este elemento se consiguen reducir en gran proporción las pérdidas volumétricas que se producen porque evita fuga y reflujos internos.

- **Cierre hidráulico:**

El cierre hidráulico está formado por un conjunto de componentes y su función principal es evitar fugas externas y reducir el rozamiento mecánico sobre el eje. Los distintos componentes son:

1. Estopa: es elemento es presionado y deformado para que ocupe todo el espacio disponible y evitar fugas del fluido. Suele estar constituido por fibras vegetales o sintéticas debidamente presionadas, aunque en ocasiones también puede ser un elemento metálico.
2. Prensaestopas: este elemento es el encargado de presionar la estopa mediante la aplicación de un par de apriete en los tornillos.
3. Anillo linterna: este elemento tiene una sección en forma de “H” consta de una serie de orificios que se conectan mediante una tubería a la carcasa y sirven para introducir un fluido sellante para evitar una posible fuga.



*Figura 10 – Esquema de un cierre hidráulico [9]*

## 5.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

La Ecuación General de las Máquinas Hidráulicas o Ecuación de Euler se basa en el Teorema de la Conservación del Momento Cinético, pues es el principio físico que describe el comportamiento de toda turbomáquina bajo la aproximación de un flujo unidimensional.

Para poder comprender el funcionamiento de la máquina es necesario aplicar el concepto de triángulos de velocidades, que se producen en los alabes que conforman el rodete. En estos se puede encontrar la velocidad que adquiere el fluido de forma descompuesta, dividiéndose en tres componentes:

- $U$ : velocidad lineal del rotor, que es equivalente a la velocidad de arrastre que produce el rotor sobre el fluido.
- $W$ : velocidad relativa del fluido respecto del rodete
- $C$ : velocidad absoluta del fluido.

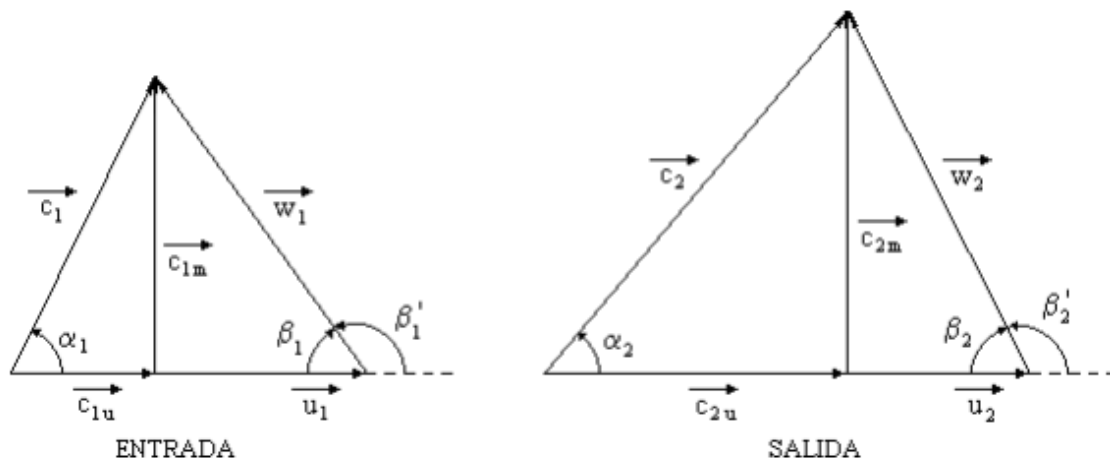


Figura 11 – Triángulos de velocidades a la entrada y salida del álabe [10]

En estos triángulos también se puede observar el ángulo  $\alpha$  que es el formado por la velocidad lineal y la velocidad absoluta y el ángulo  $\beta$  que es el formado por la velocidad relativa y la velocidad absoluta.

### 5.2.1 BERNOULLI

El Principio de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una línea de corriente. En principio solo es aplicable a los flujos si los efectos del proceso al que están sometidos son reversibles, es decir cuando los efectos irreversibles son despreciables.

La forma simple de la ecuación de Bernoulli es válida para flujos incompresibles como la mayoría de los flujos de líquidos y gases que se mueven a bajo número de Mach.

El principio de Bernoulli puede derivarse del principio de conservación de la energía, es decir, que un flujo constante la suma de todas las formas de energía en un fluido a lo largo de toda la trayectoria del fluido es la misma. Esto requiere que la suma de la energía cinética, potencial e interna permanezca constante.

1. Energía cinética: es la energía debida a la velocidad que posea el fluido.

$$E_c = \frac{1}{2} * m * v^2 = \frac{1}{2} * \frac{N}{g} * v^2 \quad [Julios]$$

2. Energía potencial: es la energía debida a la altitud que posea el fluido.

$$E_p = m * g * z = N * z \quad [Julios]$$

3. Energía interna: es la energía que un fluido contiene debido a la presión que posee.

$$E_i = P * V = P * \frac{N}{d} \quad [Julios]$$

$m$  = masa del fluido en kg

$v$  = velocidad del fluido

$N$  = peso del fluido en Newton

$d$  = densidad del fluido

La energía total que posee el fluido será:

$$E = E_c + E_p + E_i$$

$$E = N * z + \frac{1}{2} * \frac{N}{g} * v^2 + P * \frac{N}{d}$$

Si se divide la ecuación anterior por el peso del fluido (N) se obtiene:

$$z + \frac{v^2}{2 * g} + \frac{P}{d} = H \text{ [metros]}$$

Aplicando el teorema de Bernoulli a una bomba que impulsa un caudal de un punto a otro se puede plantear la ecuación anterior de la siguiente forma.

$$E_{entrante} + E_{añadida} - E_{perdida} = E_{saliente}$$

$$z_A + \frac{v_A^2}{2 * g} + \frac{P_A}{d} + H_{añadida} - H_{perdida} = z_B + \frac{v_B^2}{2 * g} + \frac{P_B}{d}$$

$$H_{añadida} = \text{Altura aportada por la bomba}$$

$$H_{perdida} = \text{Altura perdida por la fricción del fluido dentro de la bomba}$$

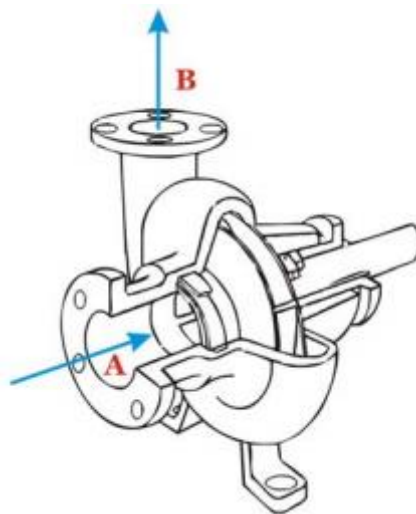


Figura 12 – Entrada y salida de la bomba [11]

### 5.2.2 ECUACIÓN DE EULER

Una vez se ha introducido el concepto de triángulos de velocidad, se puede realizar el desarrollo teórico de la ecuación de Euler. Para poder realizar el desarrollo se deben realizar las siguientes hipótesis:

- Régimen permanente
- Flujo ideal
- Flujo irrotacional
- Flujo unidimensional
- Rodete posee un numero infinito de álabes

Se ejecutan dos cortes ortogonales, a través del rodete de una máquina para poder estudiar cómo se comporta el fluido que lo atraviesa, en donde 1 y 2 son los puntos de entrada y salida de la partícula del fluido, respectivamente.

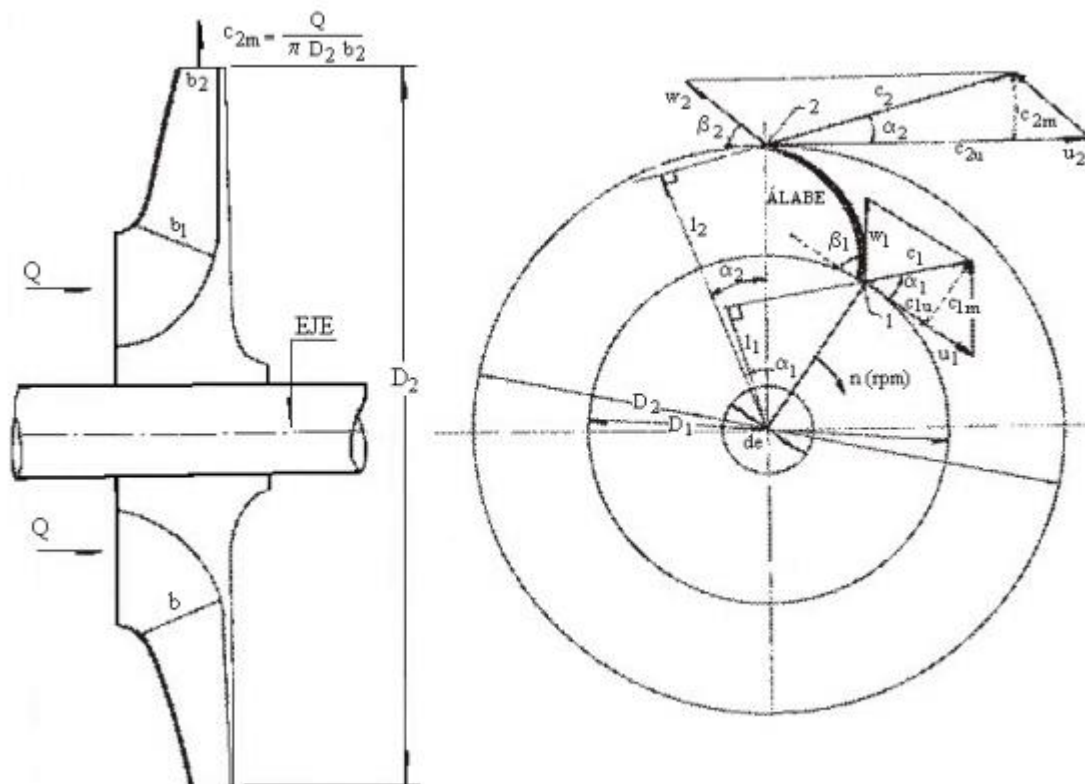


Figura 13 – Vectores de velocidad a la entrada y salida del rodete [11]

$C_1$ : velocidad absoluta de la partícula de fluido a la entrada del álabe

$C_2$ : velocidad absoluta de la partícula de fluido a la salida del álabe.

$n$ : velocidad de rotación en rpm del rodete.

$U_1, U_2$  : velocidad periférica del rodete, a la entra y salida del alabe, respectivamente.

$$U_1 = \frac{\pi * D_1 * n}{60}$$

$$U_2 = \frac{\pi * D_2 * n}{60}$$

$W_1, W_2$  : velocidad relativa de una partícula de fluido a la entrada y a la salida del álabe, respectivamente.

Vectorialmente, esta velocidad se relaciona de la siguiente manera:

$$\vec{W}_1 = \vec{C}_1 - \vec{U}_1$$

$$\vec{W}_2 = \vec{C}_2 - \vec{U}_2$$

El vector  $\vec{W}$  es tangente al álabe, es decir, la partícula entraría sin colisionar con el álabe. Luego, la partícula es guiada por el álabe desde (1) hasta (2), en donde sale con velocidad relativa  $W_2$ .

$$\vec{C}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2$$

En la trayectoria que recorre la partícula desde (1) hasta (2) experimenta un cambio de velocidad en el rodete.

Por otra parte, según el teorema de la cantidad de movimiento, aplicado a un hilo del flujo de corriente, al cual pertenece la partícula del fluido, se obtiene:

$$dF = \rho * dQ * (C_2 - C_1)$$

$dQ$ : caudal diferencial que fluye a través del hilo de corriente.



Según el teorema del momento de la cantidad de movimiento:

$$dM = \rho * dQ * (l_2 * C_2 - l_1 * C_1)$$

$dM$ : momento cinético, con relación al eje de la máquina, de la fuerza que el rodete ejerce sobre las partículas del fluido.

Suponiendo que todas las partículas del fluido que entran en el rodete tienen un diámetro  $D_1$ , con la misma velocidad  $C_1$ , y salen a un diámetro  $D_2$ , con la misma velocidad  $C_2$ . Esto supondría que el rodete posee un numero infinito de álabes para guiar el fluido.

Siendo contante el termino  $(l_2 * C_2 - l_1 * C_1)$  al integrar la ecuación anterior:

$$M = \rho * Q * (l_2 * C_2 - l_1 * C_1)$$

$M$ : momento total comunicado al fluido.

$Q$ : caudal total de la bomba.

$$l_1 = r_1 * \cos\alpha_1$$

$$l_2 = r_2 * \cos\alpha_2$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación anterior se tiene:

$$M = \rho * Q * (r_2 * C_2 * \cos\alpha_2 - r_1 * C_1 * \cos\alpha_1)$$

Por otra parte, la potencia que el rodete comunica al fluido se puede expresar de la siguiente forma:

$$P = M * \omega$$

Donde:

$$\omega = \frac{2 * \pi * n}{60}$$

Luego,

$$P = \rho * Q * \omega * (r_2 * C_2 * \cos\alpha_2 - r_1 * C_1 * \cos\alpha_1)$$

Por otra parte, siendo  $H_t$  la altura total suministrada al fluido, la potencia de la bomba se puede expresar de la siguiente forma:

$$P = \rho * g * Q * H_t$$

Igualando ambas expresiones y despejando  $H_t$ :

$$H_t = \frac{\omega * (r_2 * C_2 * \cos\alpha_2 - r_1 * C_1 * \cos\alpha_1)}{g}$$

Simplificando la ecuación anterior mediante la utilización de la trigonometría sobre los triángulos de velocidades se obtiene la Ecuación de Euler:

$$H_{Euler} = \frac{(U_2 * C_{2u} - U_1 * C_{1u})}{g}$$

La altura de Euler es la altura equivalente a la energía suministrada por la bomba al fluido. Se denomina altura hidráulica, y es una altura teórica, debido a que parte de esta energía se perderá debido al rozamiento del fluido sobre la superficie y a reflujos producidos en el interior de la bomba.

### 5.2.3 TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

Las ecuaciones vectoriales:

$$\vec{C}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1$$

$$\vec{C}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2$$

Se puede representar por medio de dos triángulos denominados triángulo de velocidades a la entrada (1) y triángulo de velocidades a salida (2), respectivamente.

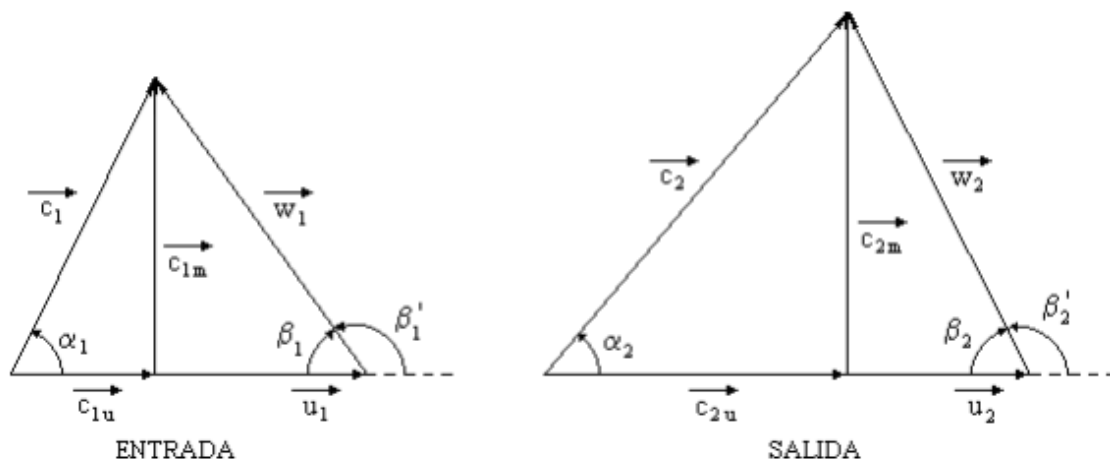


Figura 11 – Triángulos de velocidades a la entrada y salida del álabe [10]

Resolviendo los triángulos de velocidades aplicando trigonometría primero, y aplicando la Ley del Coseno se obtiene:

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 * C_1 * U_1 * \cos \alpha_1$$

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2 * C_{1u} * U_1$$

Donde se puede obtener:

$$U_1 * C_{1u} = \frac{1}{2} * (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2)$$

Aplicando el mismo desarrollo al triángulo de salida se obtiene:

$$U_2 * C_{2u} = \frac{1}{2} * (C_2^2 + U_2^2 - W_2^2)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la siguiente ecuación:

$$H_T = \frac{(U_2 * C_{2u} - U_1 * C_{1u})}{g}$$

Se obtiene:

$$H_T = \frac{\left(\frac{1}{2}\right) * (C_2^2 + U_2^2 - W_2^2) - \left(\frac{1}{2}\right) * (C_1^2 + U_1^2 - W_1^2)}{g}$$

$$H_T = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$$

Planteando la ecuación de Bernoulli entre la entrada y la salida del rodete y deprecando las pérdidas de carga se obtiene:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} + H_t = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g}$$

$$H_T = \left[ \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_2 - Z_1) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} \right]$$

Igualando esta ecuación con la anterior y suponiendo que la cota de altura de entrada y salida es la misma, se tiene:

$$H_T = H_p + H_d$$

Siendo:

$$H_p = \left[ \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right] = \left[ \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right]$$

$$H_d = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$$

### 5.2.4 COEFICIENTE DE PFLEIDERER

Cuando la bomba centrífuga se supone que está trabajando en condiciones ideales, el número de álabes se considera infinito. Para que se acerque al proceso de trabajo de una bomba centrífuga real, el número de álabes tiene que ser finito, estando este número comprendido entre 4 y 16.

En el espacio existente entre los álabes se genera un torbellino relativo en sentido opuesto al giro del rodete, que produce que la velocidad relativa  $\overrightarrow{W_2}$  se desvíe disminuyendo el ángulo efectivo de la salida hasta un valor  $\beta_{2z}$  menor que el correspondiente a un número infinito de álabes  $\beta_2$ .

En consecuencia, al pasar a un número finito de álabes, la velocidad absoluta a la salida del rodete  $\overrightarrow{C_2}$  se ve reducida, este fenómeno viene representado por un coeficiente de influencia  $\mu$  que depende del número de álabes.

$$\mu = \frac{H_{max}}{H_{t(max)}} = \frac{\frac{H_{man_z}}{n_{man_z}}}{\frac{H_{man}}{n_{man}}} = \frac{n_{man}}{n_{man_z}}$$

El coeficiente  $\mu$  no depende del régimen de trabajo de la bomba (punto de funcionamiento), es decir, del caudal, altura manométrica o del número de revoluciones, sino de la geometría del rodete impulsor, por lo que es constante para un determinado rodete.

Pfleiderer propuso para el valor del coeficiente de influencia del número de álabes  $\mu$  (teniendo en cuenta el influjo de la fuerza centrífuga mediante la relación  $\frac{r_1}{r_2}$ ) la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\psi * r_2^2}{z * S}} = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \text{sen}\beta_2)}{z \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$$

### 5.2.5 CURVA CARACTERÍSTICA

La curva característica de una bomba centrífuga es una representación gráfica que relaciona la altura y caudal que proporciona a un determinado número de revoluciones de giro del rodete.

De esta forma, los fabricantes suelen generar unos ábacos para cada uno de sus modelos. Catálogos desde los cuales, en función de las necesidades requeridas uno puede seleccionar la bomba que más le convenga en función de su punto de operación.

La curva característica es una ecuación de la forma:

$$H_m = A - B * q - C * q^2$$

Siendo:

$$A = \frac{u_2^2}{g}$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 * A_2 * g} * \cot g \beta_2$$

C son las pérdidas de carga internas de la bomba, que son de dos tipos:

Las debidas al rozamiento del líquido  $\Delta_{roz} = k * q^2$ , que son proporcionales al caudal circulante q, en donde k es una constante de rozamiento que depende de las dimensiones del rodete, del estado superficial de los álabes, de la voluta, etc.

Las debidas a las componentes de choque, que se producen cuando el caudal que circula es diferente del caudal de diseño  $q_t$ , de la forma  $\Delta_{choque} = k * (q - q_t)^2$

De esta forma, la ecuación de la curva característica es:

$$H_m = A - B * q - k * q^2 - k * (q - q_t)^2$$

Por lo tanto, su representación gráfica se obtiene restando de la altura total las pérdidas internas para un determinado caudal

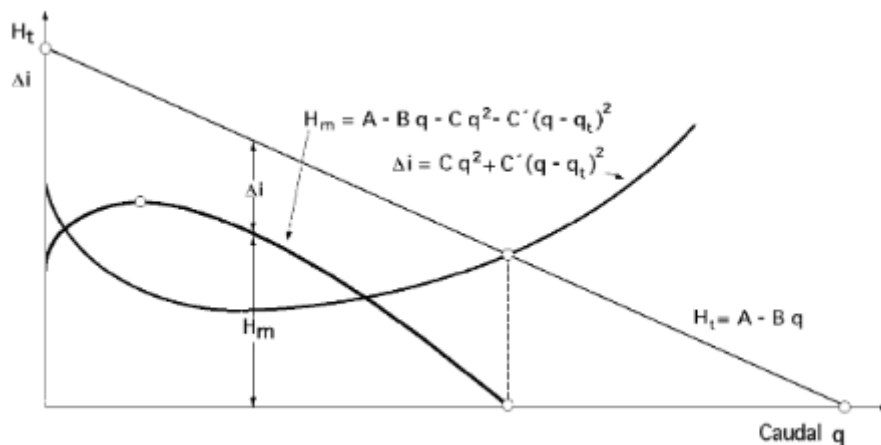


Figura 14 – Curva característica ideal bomba centrífuga [12]

Esta curva se ve afectada por el coeficiente de Pfleiderer  $\mu$  explicado anteriormente quedando su representación gráfica de la siguiente forma:

$$H_m = \mu * \{A - B * q - k * q^2 - k * (q - q_t)^2\}$$

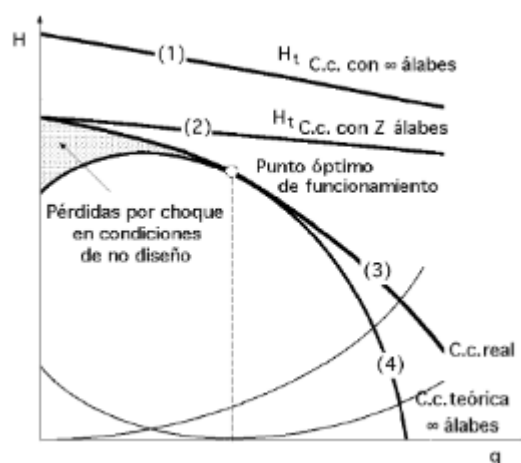


Figura 15 – Curva característica real bomba centrífuga [12]

### 5.2.6 LEYES DE SEMEJANZA

Las leyes de semejanza son una herramienta muy útil porque permite analizar el funcionamiento de turbomáquinas homogéneas dimensionalmente.

Para poder aplicar las leyes de semejanza deben cumplirse:

- Semejanza geométrica.
- Semejanza cinemática.
- Semejanza dinámica.

#### 1. Semejanza geométrica:

Para que se cumpla la semejanza geométrica el modelo y el prototipo han de ser geoméricamente semejantes tanto interior como exteriormente y en los elementos auxiliares.

En modelos a escalas muy reducidas, se pueden encontrar dificultades como el escalado de la holgura o las rugosidades superficiales.

$\lambda$  es la relación geométrica entre el modelo y el prototipo

$$\lambda = \frac{D}{D_0} = \frac{b}{b_0} \quad \text{para longitudes, siendo } D \text{ y } b \text{ el diametro y el ancho del rodete}$$

$$\lambda^2 = \frac{A}{A_0} \quad \text{para las areas}$$

$$\lambda^3 = \frac{Vol}{Vol_0} \quad \text{para volúmenes}$$

#### 2. Semejanza cinemática:

El modelo y el prototipo deben de mantener una proporcionalidad directa en los triángulos de velocidades en puntos de funcionamiento homólogos.

$\alpha$  es la relación de velocidades de giro

$$\alpha = \frac{n}{n_0} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

Una vez establecidas la semejanza geométrica ( $\lambda$ ), y cinemática ( $\alpha$ ) entonces queda fijada la velocidad del modelo  $u_0 = \omega_0 * r_0$ .



Como los ángulos de los triángulos de velocidades  $\alpha$  y  $\beta$  se han de mantener constantes,  $c_m$  será la que determine si el triángulo de velocidades del modelo es o no proporcional al del prototipo.

$$Q = k_1 * c_{1m} * A_1 = k_2 * c_{2m} * A_2$$

$$A_1 = 2 * \pi * r_1 * b_1$$

$$A_2 = 2 * \pi * r_2 * b_2$$

$$c_m = \frac{Q}{\pi * D * b}$$

Por lo que sí:

- Se fija  $\lambda$  solo habrá un valor de Q que haga que ambos triángulos sean semejantes.
- Si se fija Q, solo habrá un régimen de giro que haga que los triángulos sean semejantes.

Se puede decir que solo existirá un punto de funcionamiento del modelo que cumpla con las semejanzas geométrica y cinemática, y que mantenga la proporcionalidad con los triángulos de velocidades del prototipo, a estos puntos los denominaremos puntos homólogos.

### 3. Semejanza dinámica:

Para conseguir la semejanza dinámica entre dos modelos cuatro de los cinco parámetros adimensionales fundamentales de la mecánica de fluidos han de ser iguales en el modelo y en el prototipo (el quinto será igual obligatoriamente si lo son los cuatro restantes).

- Número de Euler:

$$Eu = \frac{v}{\sqrt{2 * \Delta p / \rho}}$$

- Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v * L_c}{\nu} = \frac{v * \rho * L_c}{\eta}$$

- Número de Froude:

$$Fr = \frac{v_c}{\sqrt{L * g}}$$

- Número de Mach:

$$Ma = \frac{v}{c_s}$$

- Número de Weber:

$$We = \frac{v}{\sqrt{L * \sigma / \rho}}$$

Siendo únicamente significativos en las máquinas hidráulicas más corrientes el número de Euler y Reynolds, siendo este último el más importante. En definitiva, podríamos decir que si se cumple Reynolds cumplimos la semejanza dinámica.

En la práctica es muy difícil cumplir la condición de igual de Reynolds.

$$Re = \frac{v * L_c}{\nu} = \frac{v * L_c * \rho}{\mu}$$

Al no cambiar el fluido  $\rho$  y  $\mu$  no varían.

$$v = \omega * \frac{D}{2}$$

$$Re_m = Re_p$$

$$n_m * D_{2m}^2 = n_p * D_{2p}^2$$

$$n_p = n_m * \left( \frac{D_{2m}}{D_{2p}} \right)^2$$

Si  $D_{2m} \downarrow \Rightarrow n_m \uparrow \uparrow \uparrow$  algo que no siempre se puede realizar, además se introducirían efectos por alta velocidad que no se reflejarían en el prototipo.

Cuando no se puede cumplir la condición de igualdad de Reynolds se habla de: Semejanza Restringida.

Se puede simplificar la semejanza absoluta porque la experiencia ha demostrado que para puntos de funcionamiento homólogos la diferencia de Reynolds no tiene gran influencia en el rendimiento, entonces se puede considerar que ambos Reynolds son iguales para poder obtener la Teoría de la Semejanza Absoluta.

De este modo, considerando que entre dos puntos de funcionamiento homólogos en semejanza absoluta se conserva el rendimiento, al darse por válida la semejanza dinámica.

Finalmente, se obtienen las relaciones de semejanza si se cumplen las semejanzas geométricas  $\lambda$  y cinemática  $\alpha$

1. Relación de caudales:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{c_{mp} * A_p}{c_{mm} * A_m} = \frac{c_{mp} * \pi * D_p * b_p}{c_{mm} * \pi * D_m * b_m} = (\alpha * \lambda) * \lambda * \lambda = \alpha * \lambda^3$$

2. Relación de alturas:

$$\frac{H_{tp}}{H_{tm}} = \frac{(u_{2p} * C_{2up})/g}{(u_{2m} * C_{2um})/g} = (\alpha * \lambda) * (\alpha * \lambda) = \alpha^2 * \lambda^2$$

3. Relación de potencias:

$$\frac{Pot_p}{Pot_m} = \frac{(p * g * Q_p * H_{mp})/\eta_p}{(p * g * Q_m * H_{mm})/\eta_m} = (\alpha * \lambda^3) * (\alpha^2 * \lambda^2) = \alpha^3 * \lambda^5$$

4. Relación de par en el eje:

$$\frac{M_p}{M_m} = \frac{Pot_p/\omega_p}{Pot_m/\omega_m} = \frac{Pot_p}{Pot_m} * \frac{\omega_m}{\omega_p} = (\alpha^3 * \lambda^5) * \alpha^{-1} = \alpha^2 * \lambda^5$$

Si el modelo y el prototipo fuesen idénticos geométricamente  $\lambda = 1$

Si el modelo y el prototipo fuesen idénticos cinemáticamente  $\alpha = 1$

## 6. ELECCIÓN DE NUESTRA BOMBA

Para el desarrollo del presente trabajado de fin de grado se ha realizado una búsqueda entre los catálogos de diferentes fabricantes de bombas comerciales existentes. Realizando esta búsqueda se ha podido comprobar que existe una gran variedad y modelos de bombas centrífugas, así como de dimensiones y regímenes de trabajo.

Por lo general la mayoría de las fabricantes optan por proporcionar la información técnica esencial como es su curva características, dimensiones exteriores y sus puntos óptimos de trabajo, pero en ningún caso ofrecen los planos detallados del modelo exacto, a veces incluyen una vista CAD la cual dicen que es válida para varios modelos.

Finalmente, se ha escogido trabajar con la bomba de la marca kirloskar, tipo DB 100/26. La principal razón que ha motivado la elección de esta bomba es que la marca ofrece un catálogo bastante completo en el que incluye varias vistas con las medidas de referencia de cada modelo.



*Figura 16 – Modelo CAD bomba comercial kirloskar Modelo-DB [13]*

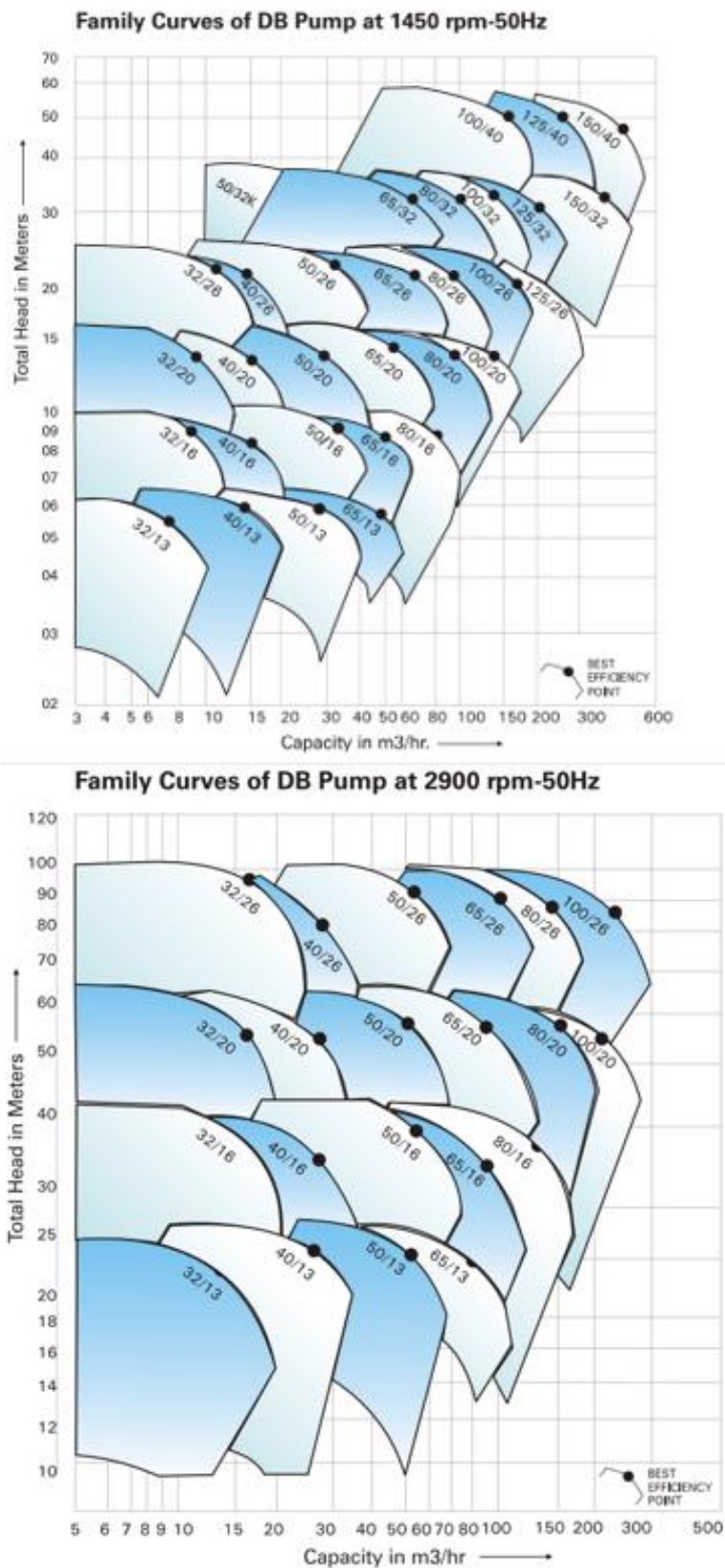





Figura 17 – Curva Q-H para el modelo DB [13]

## 7. CALCULO TEÓRICO DE LOS ALABES DEL RODETE

En este capítulo se realiza el cálculo de los alabes del rodete basándose en la teoría anteriormente explicada. Para ello, se deben tener en cuenta los datos aportados por el fabricante según la hoja de especificaciones y las gráficas de funcionamiento de la bomba elegida, además de las limitaciones geométricas internas de la voluta.

Motors

**Rotor Balancing**

**Modern Type Testing Facility**

**Range and Specifications**

• Range	: 0.37 kW – 90 kW
• Voltage & Variation	: 415 V $\pm$ 10%
• Frequency & Variation	: 50 Hz $\pm$ 5%
• Combined Variation	: $\pm$ 10%
• Suitable for Ambient Temp.	: 50 deg. C
• Operating Duty	: S1 Continuous
• Winding Temp. Rise	: Limited to Class B
• Insulation	: Class "F"
• Enclosure Protection Class	: IP 55, TEFC
• Cooling	: IC 0141, TEFC
• Mountings	: Foot / Foot cum flange/ Flange

**Salient Features**

- Energy Efficient motors as per EFF1 / EFF2
- Built in efficiencies higher than average of competition in almost all the cases
- Savings on running expenses up to 85% of Total Life Cycle Cost (TLC)

*Figura 18 – Especificaciones Motor [14]*



### Performance after Coating

#### ENERGY SAVING

Basic criteria for energy conservation

- To enhance the efficiency above the designed efficiency
- To retain the enhanced efficiency for longer period

#### A 30 kW Pumpset Case

No of Years	Efficiency (%)	Pumping Cost	Efficiency-Corrocoated Pump (%)	Pumping Cost of Corrocoated Pump	Reduction in Pumping Cost Due to Corrocoating
		₹ Per Annum		₹ Per Annum	₹ Per Annum
1	80%	16,06,793	82.00%	15,67,603	32,211
2	79%	16,27,133	81.90%	15,69,517	47,355
3	78%	16,47,993	81.80%	15,71,436	62,924
4	77%	16,69,396	81.70%	15,73,360	78,934
5	76%	16,91,362	81.60%	15,75,288	95,403
6	75%	17,13,913	81.50%	15,77,221	1,12,350
7	74%	17,37,074	81.40%	15,79,158	1,29,794
8	73%	17,60,870	81.30%	15,81,101	1,47,755
9	72%	17,85,326	81.20%	15,83,048	1,66,256
10	71%	18,10,472	81.10%	15,85,000	1,85,319
Total					10,58,301

Considering a project of minimum 10 pumps (30 kW each) working for 10 years, savings would be more than ₹ 1 crore (\$ 0.22 Mn) approx.

#### IMPROVED COMPONENT LIFE

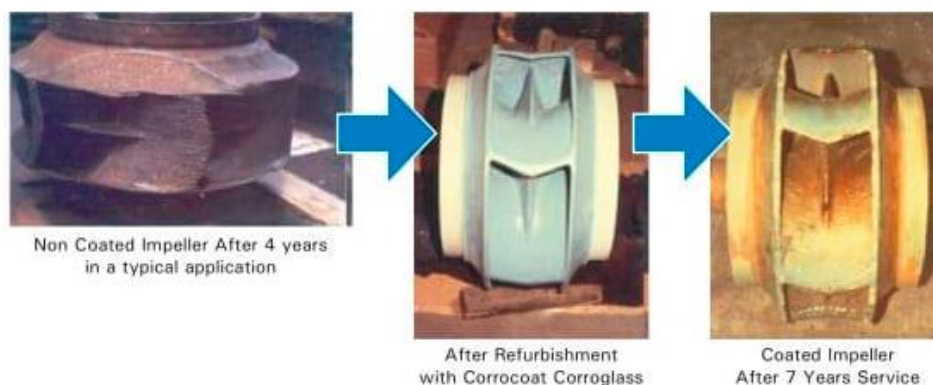


Figura 19 – Eficiencia de la bomba [14]

En estas imágenes se observa el rango de potencia de los motores eléctricos que acompañan a la bomba y la eficiencia global de la bomba.

A continuación, se muestran dos tablas que recogen los datos del fabricante y los del diseño.

<b>Fabricante</b>			
$N = 2900 \text{ rpm}$	$Q = 0,06388 \text{ m}^3/\text{s}$	$H_u = 86 \text{ m}$	$n_{mec} = 0,96$

<b>Diseño</b>			
$D_1 = 145\text{mm}$	$D_2 = 250\text{mm}$	$\beta_1 = 36^\circ$	$k_2 = 0,95$
$b_1 = 41\text{mm}$	$b_2 = 26 \text{ mm}$	$\beta_2 = 28^\circ$	$\alpha_1 = 90^\circ$

Se supondrá  $\alpha_1 = 90^\circ$  con lo que es posible hacer los cálculos para una entrada de flujo radial.

La altura útil de la bomba es aquella que se alcanza para un determinado régimen de revoluciones y un caudal. Por tanto, es necesario conocer la altura teórica que proporciona la máquina para un número infinito de álabes.

$$H_{T,Euler} = \frac{u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u}}{g}$$

Como se ha supuesto que la entrada es radial, desarrollando se obtiene:

$$H_{T,Euler} = A - B * Q$$

$$A = \frac{u_2^2}{g}; \quad B = \frac{u_2}{k_2 * A_2 * g} * \cot g \beta_2$$

$$H_{T,Euler} = \frac{1}{g} \left[ \left( \frac{\pi * D_2 * N}{60} \right)^2 - \left( \frac{N * \cot g \beta_2}{60 * k_2 * b_2} \right) * Q \right]$$

$$H_{T,Euler} = \frac{1}{9,81} \left[ \left( \frac{\pi * 0,25 * 2900}{60} \right)^2 - \left( \frac{2900 * \cot g 28}{60 * 0,95 * 0,026} \right) * Q \right]$$



$$H_{T,Euler} = 146,89 - 375,15 * Q$$

Una vez obtenida la expresión anterior que proporciona la altura teórica para una bomba con un rodete que tiene un infinito número álabes se aplica la teoría de Pfleiderer para particularizar la expresión para un determinado número de álabes.

De esta forma la altura teórica real se obtendrá mediante la siguiente expresión:

$$H_{T,R} = H_{T,Euler} * \mu$$

Siendo  $\mu$  el coeficiente de Pfleiderer que se puede calcular con los datos conocidos a través de la siguiente expresión:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \text{sen}\beta_2)}{z \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \text{sen}28)}{8 \left[ 1 - \left( \frac{0,145}{0,25} \right)^2 \right]}} = 0,7507$$

Se sustituye en la expresión anterior el coeficiente de Pfleiderer, se tiene que:

$$H_{T,R} = 0,7507 * (146,89 - 375,15 * Q) = 110,27 - 281,62 * Q$$

Para conocer la altura útil suministrada por la bomba es necesario tener en cuenta las pérdidas volumétricas que se producen en el rodete y las pérdidas manométricas que se producen en el interior de la voluta.

En primer lugar, se debe calcular la potencia útil que es absorbida por el fluido usando los datos del fabricante.

$$Pot_{utilfluido} = \gamma * Q * H_u = 9810 * 0,06388 * 86 = 53893 \text{ kW}$$

Seguidamente, utilizando un grado de eficiencia del conjunto del 75% se obtiene la potencia que debe suministrar el motor eléctrico.

$$Pot_{eje} = \frac{Pot_{utilfluido}}{0,75} = \frac{53893W}{0,75} = 71,86 kW$$

Para calcular el rendimiento volumétrico se utilizará la expresión de la potencia en el rodete de la siguiente forma:

$$Pot_{rodete} = Pot_{eje} * n_{mec} = 71,86kW * 0,96 = 68,980 kW$$

También puede expresarse,

$$Pot_{rodete} = \gamma * Q_{rodete} * H_{T,Rodete}$$

$$68980 = 9810 * Q_{rodete} * (110,27 - 281,62 * Q_{rodete})$$

Despejando se obtiene,

$$Q_r = 0,0802 m^3/s$$

Por tanto, el rendimiento volumétrico quedará como:

$$n_v = \frac{Q}{Q_r} = \frac{0,06388}{0,0802} = 0,80$$

De esta forma se puede obtener la Potencia del fluido usando la siguiente expresión:

$$Pot_{fluido} = Pot_{rodete} * n_{vol} = 68980 * 0,80 = 55184,4kW$$

Seguidamente se obtiene el rendimiento manométrico apoyándose en la expresión de la potencia útil del fluido.

$$n_{man} = \frac{Pot_{utilfluido}}{Pot_{fluido}} = \frac{53893}{55184,4} = 0,97$$

Finalmente, la expresión para obtener la altura útil de la bomba será la siguiente:

$$H_{util} = n_{mano} * \left( 110,27 - \frac{281,62}{n_{vol}} * Q_0 \right)$$

Sustituyendo se obtiene:

$$H_{util} = 0,97 * \left( 110,27 - \frac{281,62}{0,8} * 0,06388 \right) = 85,15m$$

A continuación, utilizando Autocad se realiza un primer esbozo de un álabe del rodete teniendo en cuenta los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$  con los que se ha realizado el cálculo anterior. Seguidamente se realizan dos circunferencias tangentes al vector velocidad relativa  $W_1$  y  $W_2$ , en este caso de radio 60mm y 120mm respectivamente. Para terminar el esbozo del álabe se realiza una circunferencia tangente a ambas de radio 80mm.

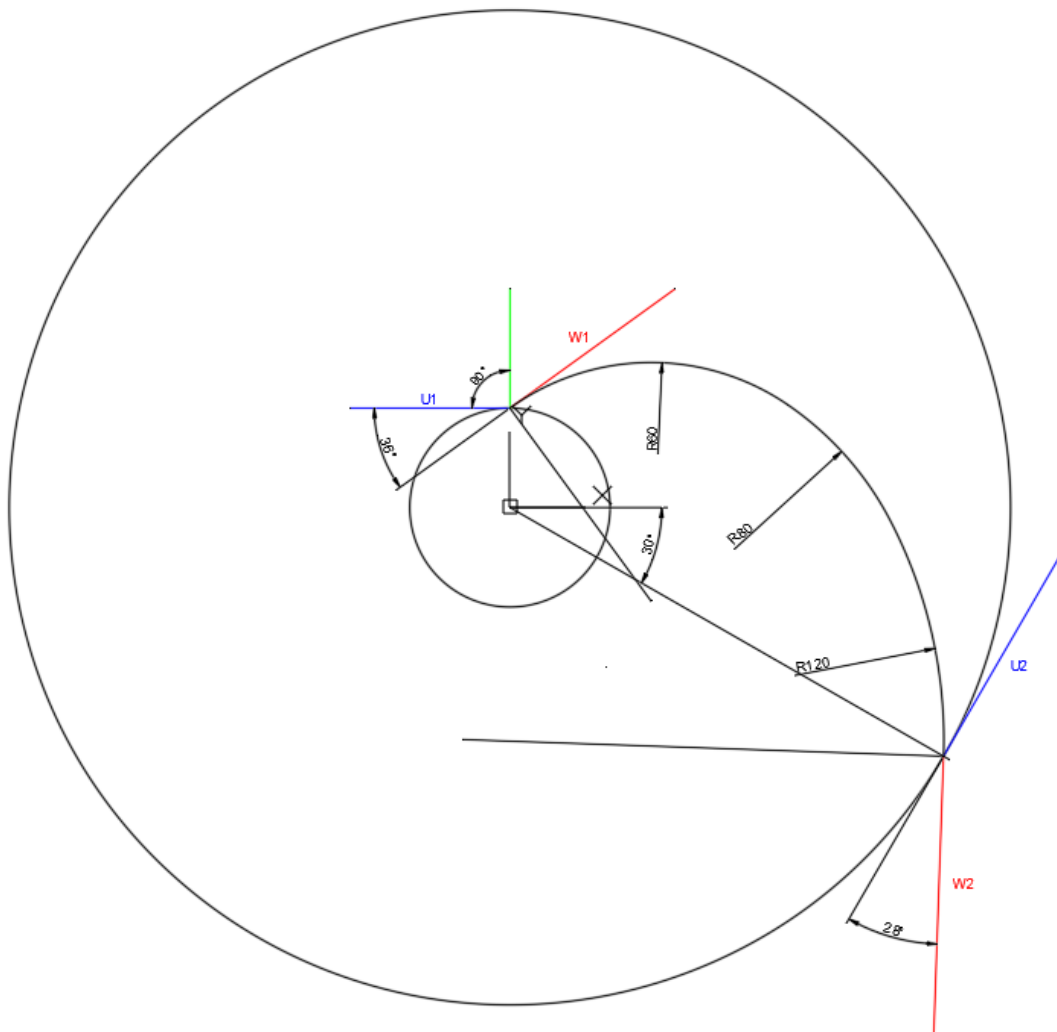
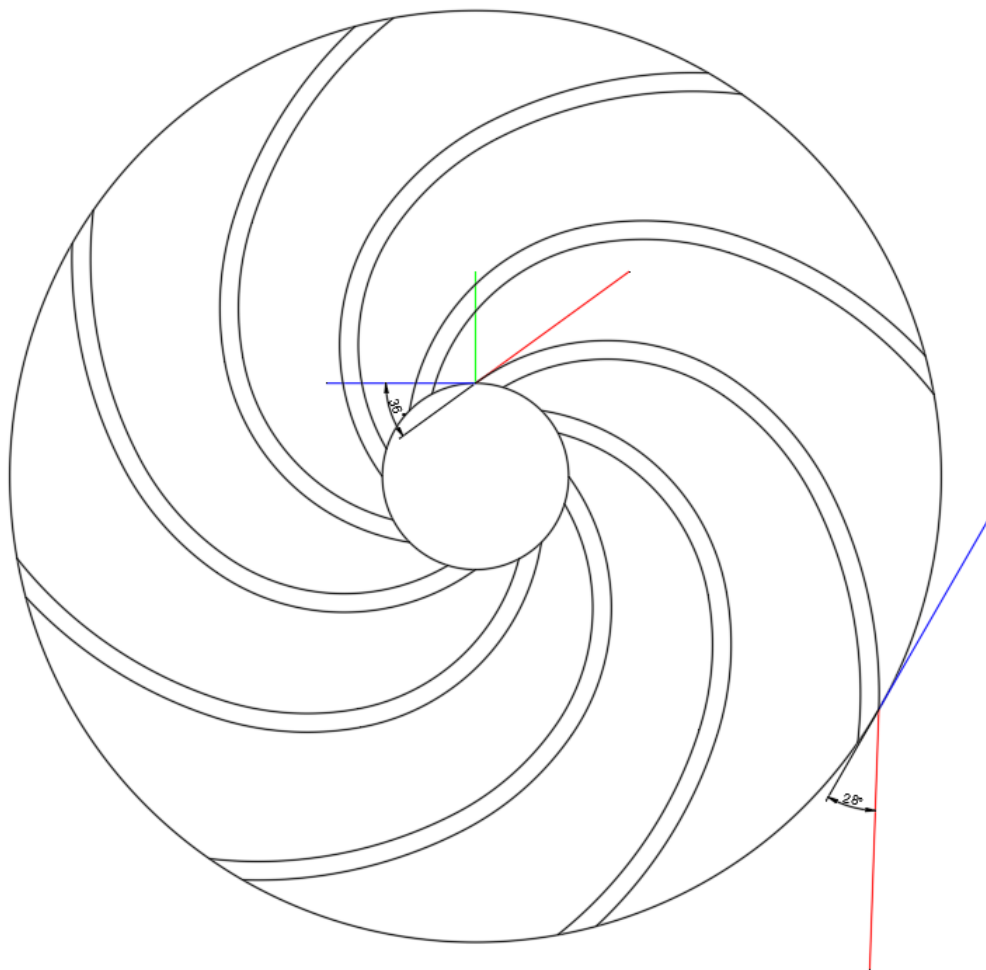


Figura 20 – Construcción del álabe

Para completar el diseño del álabe se le da el espesor requerido y se realiza una matriz circular con el número de álaves que se ha utilizado para calcular el coeficiente de Pfleiderer.



*Figura 21 – Modelo final de los alabes*

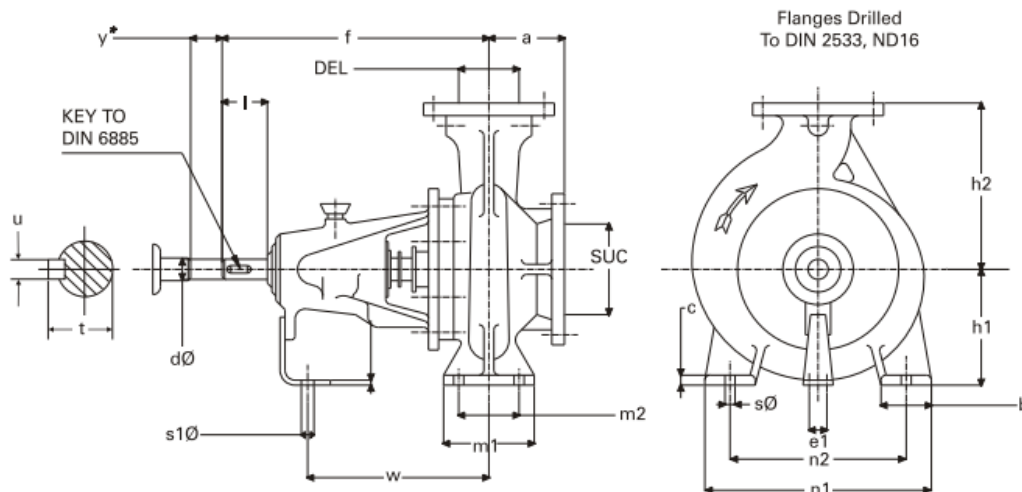
## 8. MODELADO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA MEDIANTE INVENTOR

Con el objetivo de ser lo más preciso posible durante el proceso de modelado de la bomba es necesario tener bien identificado cada uno de los elementos que conforman la misma. Por lo que se realizará el modelado de cada uno de estos elementos de forma individual y finalmente se ensamblarán todas las partes.

Ante la ausencia de disponer de planos para el diseño de cada elemento se ha utilizado un método mediante el software AutoCAD. Como se ha podido ver anteriormente, el proveedor en el catálogo del producto incluye una vista seccionada del conjunto de la bomba. Además, proporciona una serie de medidas específicas del modelo las cuales están referenciadas en la vista.

### GENERAL DIMENSIONS / MOUNTING DETAILS

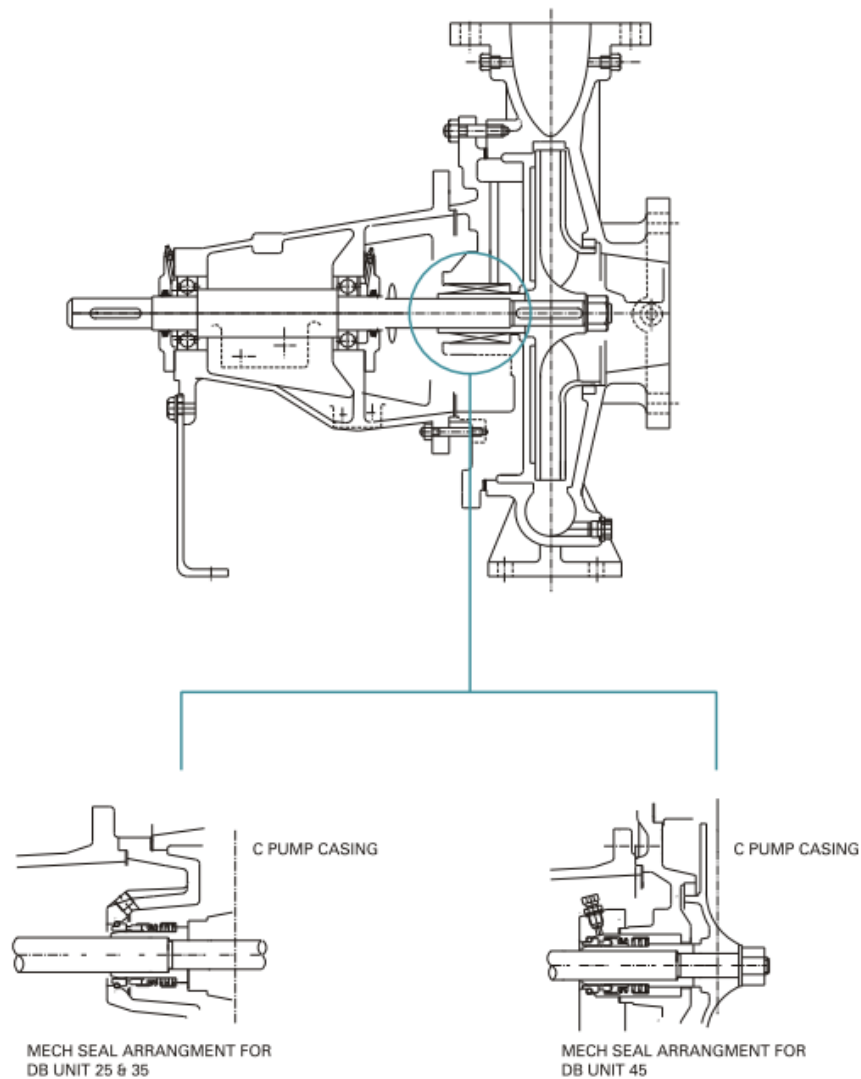
#### Outline Drawing



PUMP MODEL	UNIT NO.	SUC.	DEL.	PUMP MOUNTING DIMENSIONS														SHAFT END					WT. KG
				a	f	h1	h2	b	c	m1	m2	n1	n2	sØ	e1	slØ	w	dØ	l	t	u	y	
100/26	35	125	100	140	470	225	280	80	16	160	120	400	315	18	110	14	342	32	80	35	10	140	103

Figura 22 – Sección de la bomba con las medidas principales [15]

Para obtener el resto de las medidas necesarias para la elaboración del modelo, se importará la vista seccionada proporcionada por el fabricante y será escalada tomando como referencia las medidas más importantes.



*Figura 23 – Vista seccionada de la bomba [15]*

Antes de comenzar a modelar, se debe crear un proyecto en el cual poder acceder rápidamente a cada una de las partes que se van a modelar.

Una vez tenemos creado el proyecto se seleccionará el formato Normal.ipt para poder empezar a construir el primer elemento.

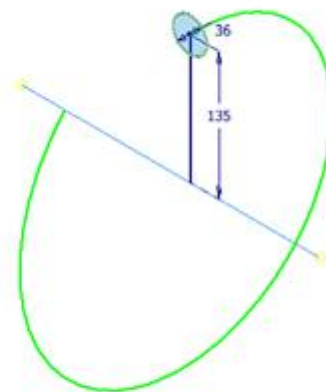
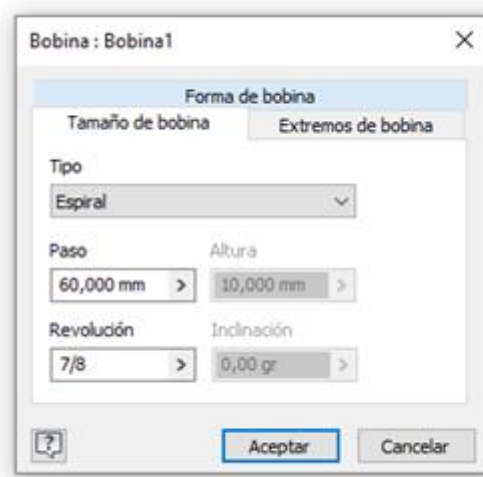
## 8.1 VOLUTA

La carcasa o voluta es la parte más compleja de modelar debido a su forma de caracol para ello se utilizarán las herramientas de bobina, solevación, revolución y combinación de sólidos para conseguir la geometría deseada. El proceso para obtener la geometría en inventor será el siguiente:

En primer lugar, se procederá a crear la parte interna de la voluta que es la parte encargada de conducir el fluido, a continuación, se creará la parte exterior de la voluta junto con la entrada del fluido y la brida posterior, y posteriormente se realizarán los vaciados laterales hasta obtener la geometría buscada.

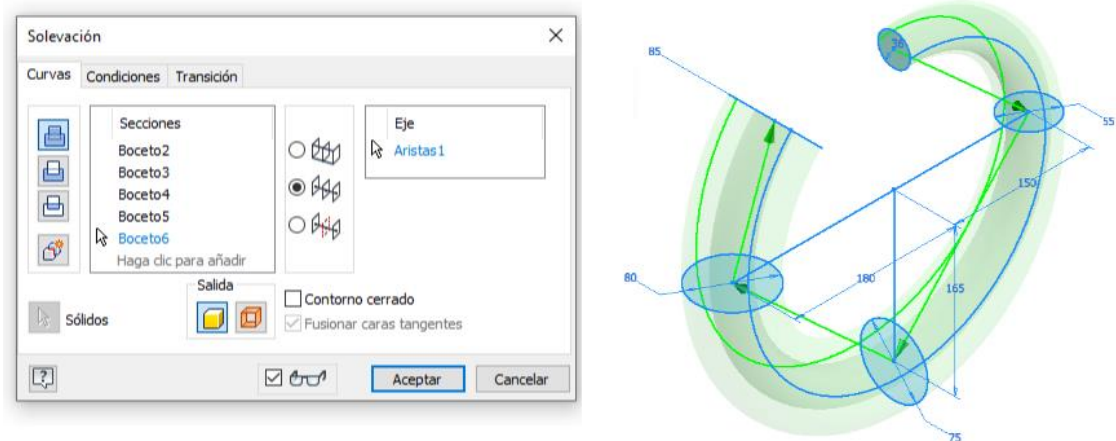
Finalmente se realizará una diferencia de volúmenes para obtener la geometría del difusor y se añadirán características a la pieza para completar el modelo como son: los soportes y los embridados de entra y salida del fluido.

Para comenzar a modelar la carcasa se realizará un boceto en el plano vertical XY, dibujando una circunferencia de diámetro 36mm (espesor de la sección de trabajo del rodete) a una distancia de 135mm del origen. A continuación, se utilizará la herramienta bobina creando una espiral de paso 60mm y 7/8 de revolución.



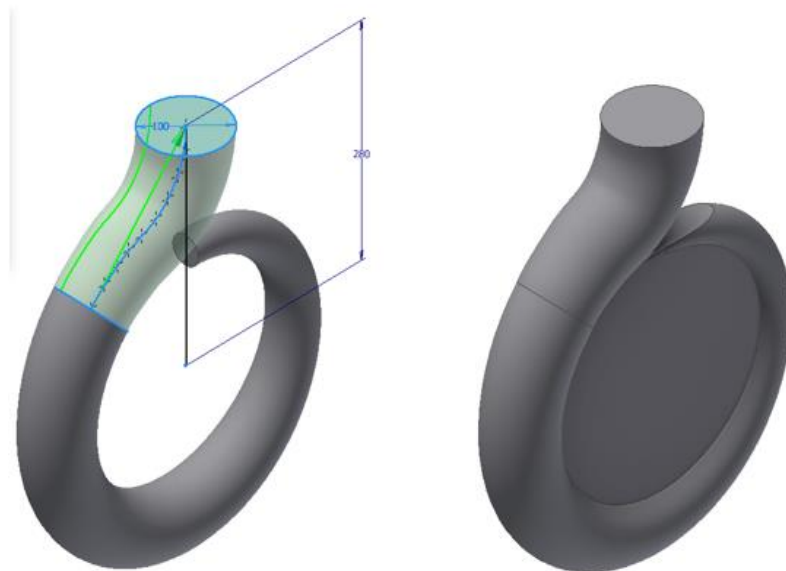
*Figura 24 – Construcción de la espiral*

Posteriormente como el diámetro de la espiral debe ir aumentando paulatinamente hasta obtener el diámetro de salida, se realizarán varios bocetos a lo largo de la espiral obtenida aumentando el diámetro del boceto respecto del anterior y se utilizará la herramienta de solevación.



*Figura 25 – Generación de la solevación*

Para finalizar el recorrido del fluido es necesario realizar la curvatura de salida de la espiral. Ésta se realizará mediante una spline de interpolación. Se debe realizar un plano a la cota de salida del fluido proporcionada por el fabricante el cual contendrá un boceto con el diámetro de salida correspondiente. Se volverá a utilizar el comando de solevación para unir ambas partes y para finalizar se realizará una extrusión en la parte de la central de la espiral con el espesor del rodete deseado.



*Figura 26 – Solevación spline y extrusión central de la voluta*

Con este proceso se completa la creación del sólido 1, que será el que se utilice luego para realizar el vaciado.



Ahora se va a realizar el sólido 2. Éste será la parte externa de la carcasa. Para ello, se realizarán las mismas operaciones que se han realizado hasta el momento aumentando el tamaño de los bocetos según el espesor que se le quiera dar a la carcasa, en este caso el espesor será de 10mm. Al comienzo de la creación del nuevo sólido se seleccionará la opción “generar nuevo sólido” para que este no forme parte del sólido 1 porque se solaparían.

Una vez se han realizado las operaciones, el sólido 2 tendrá la siguiente forma:

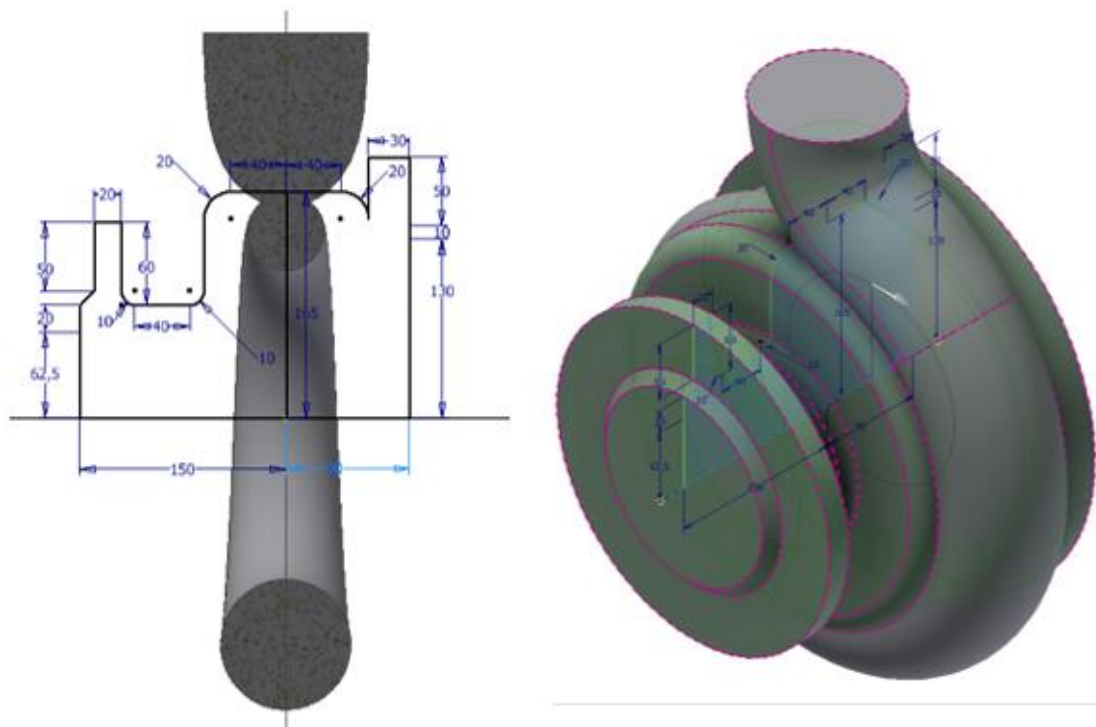


*Figura 27 – Solido 2, exterior de la voluta*

Como se puede observar en la imagen anterior el sólido 2 carece de la extrusión central, esto es porque en el siguiente paso se va a realizar conjuntamente la modelización de la entrada del fluido, la parte exterior de la carcasa y la zona central.

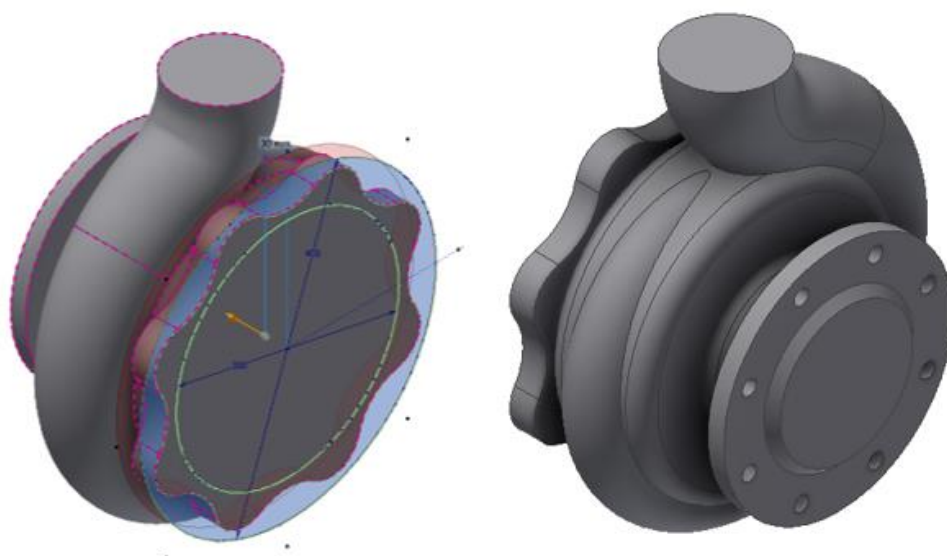
Para ello, se crea un boceto en el plano XY, se realiza un plano de corte dentro del boceto para poder ver mejor las referencias del modelo y crear el diseño geométrico básico de la entrada del fluido y parte posterior.

A continuación, se procede a realizar una revolución del boceto creado y obtener la forma deseada.



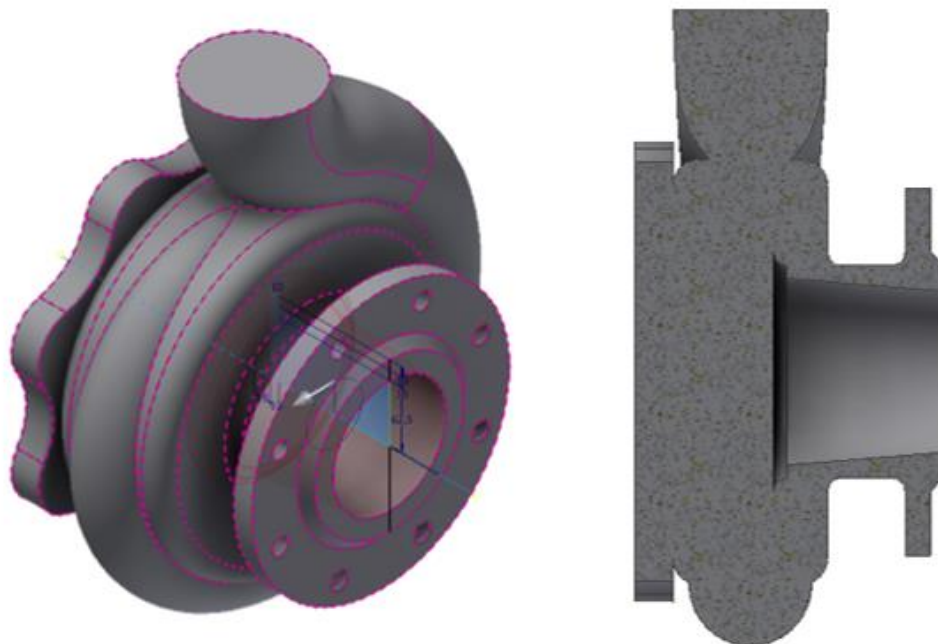
*Figura 28 – Generación embriados laterales*

Antes de efectuar el vaciado de la voluta, se concluirá el diseño exterior de la carcasa con los detalles de los embriados y los agujeros pasantes del embriado de entrada del fluido.

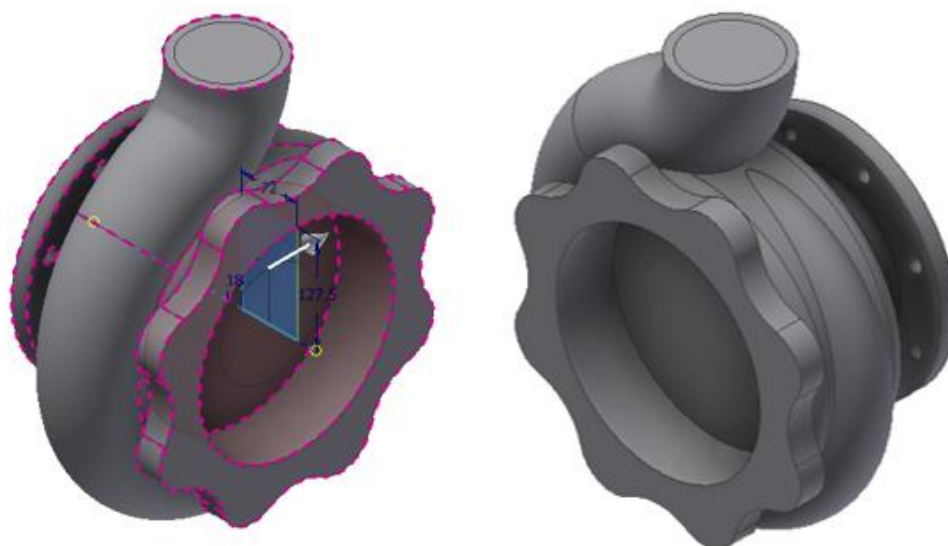


*Figura 29 – Creación de agujeros y detalles embriados laterales*

Ahora se deben ejecutar los vaciados por los que se producirán la entrada de fluido y la introducción del rodete en el interior de la carcasa, para ello se realizarán dos revoluciones con las que se eliminará material al solido 2.



*Figura 30 – Vaciado lateral entrada del fluido*



*Figura 31 – Vaciado lateral posterior entrada del rodete*

Para poder dar por finalizado en el embreado lateral posterior, por el que se introducirá el rodete, se deben realizar los agujeros roscados que permitirán realizar la unión de la voluta con la brida intermedia y la carcasa trasera. Se realizarán agujeros roscados de M20 con el fin de obtener una fijación lo más hermética posible.

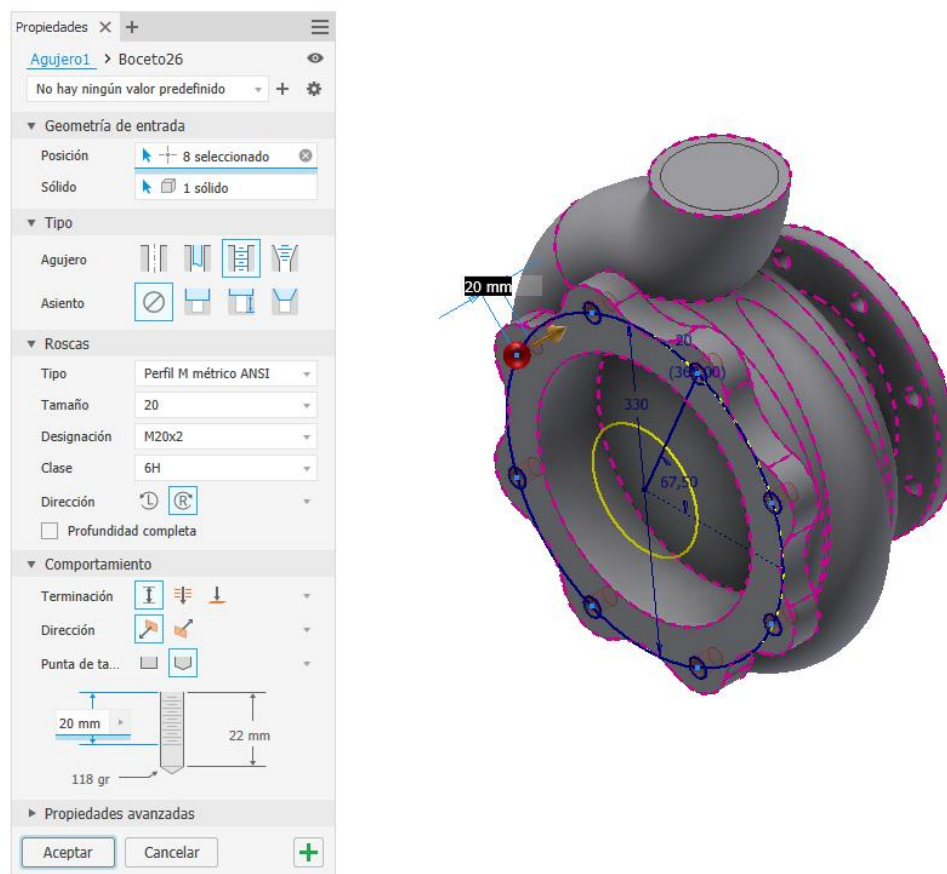


Figura 32 – Creación agujeros roscados embreado posterior

En el siguiente paso se elaborará el diseño del embridado superior mediante una revolución y los agujeros correspondientes para conectar la tubería de salida del fluido, además se confeccionarán un par de soportes para poder anclar la carcasa a la superficie correspondiente.



*Figura 33 – Creación agujeros roscados embridado posterior*

Para finalizar el diseño de la carcasa se realizará el vaciado central y, para ello, se utilizará el comando combinar y se realizará la diferencia entre los sólidos 2 y 1. Una vez realizado todo el proceso se debe comprobar visualmente que no existan anomalías en la parte interna de la voluta.



*Figura 34 – Modelo definitivo voluta*

## 8.2 RODETE

Para el modelado del rodete se realizarán dos revoluciones, una para generar un tocho macizo de material y otra para realizar la sustracción de material.

Para la primera revolución se debe tener en cuenta el espesor de las paredes del rodete, de la cavidad por la que va a circular el fluido y del acoplamiento en la carcasa.

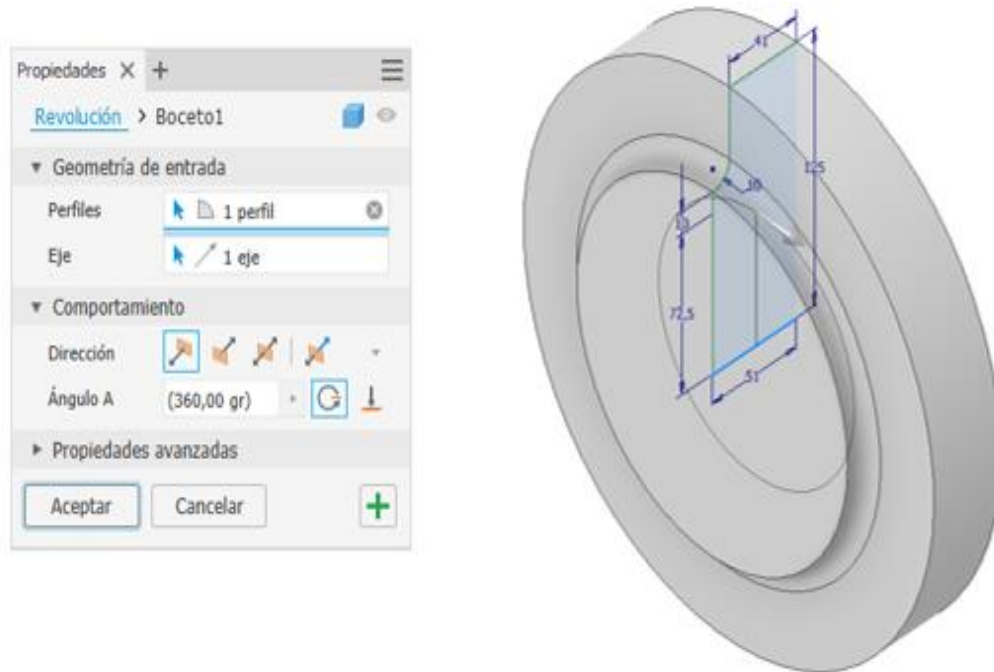
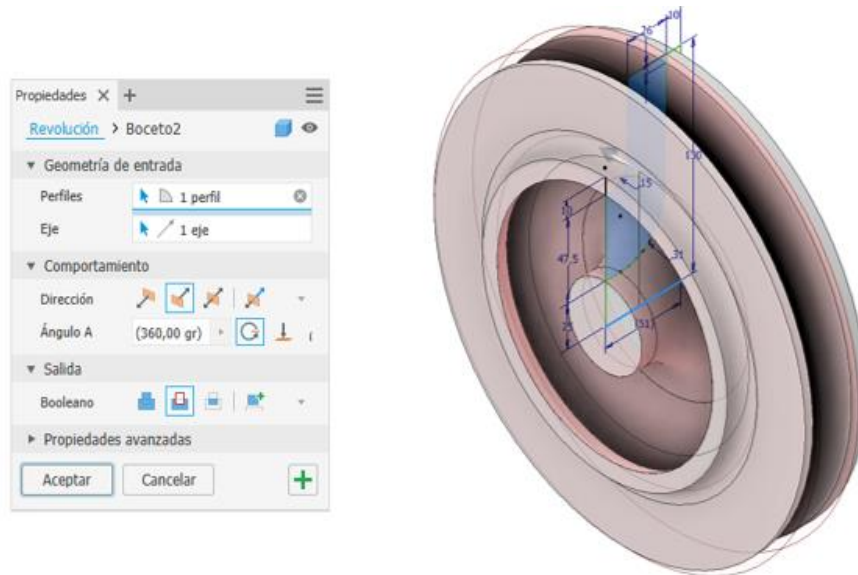


Figura 35 – Revolución tocho inicial rodete

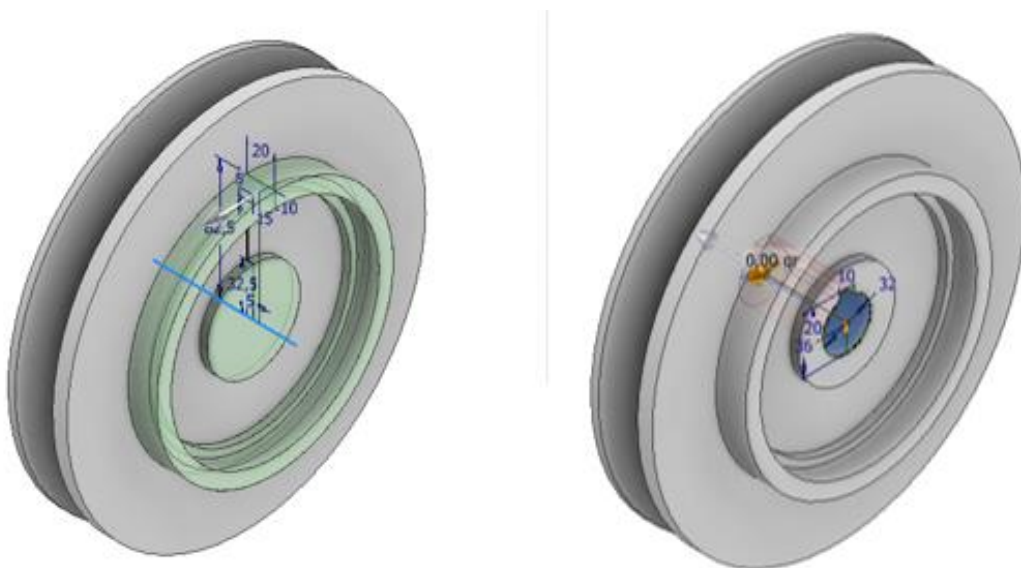


En la segunda revolución se realiza un boceto con la forma de las paredes internas del rodete para poder ejecutar la sustracción de material correspondiente y dejar el espacio por donde pasará el fluido. Se debe seleccionar la opción de “corte” y no la de “unir” para que produzca el vaciado.



*Figura 36 – Revolución vaciado tocho inicial rodete*

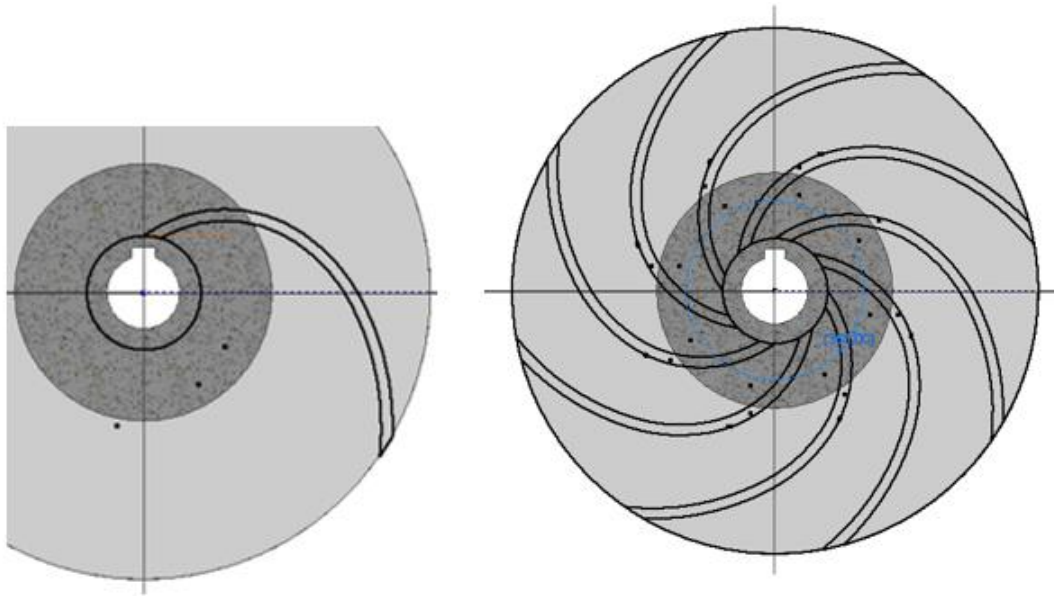
A continuación, se procede con una extrusión en la parte posterior del rodete con la forma para alojarse en la brida intermedia y un agujero con chavetero donde se producirá la unión con el eje.



*Figura 37 – Acople y chavetero del rodete*

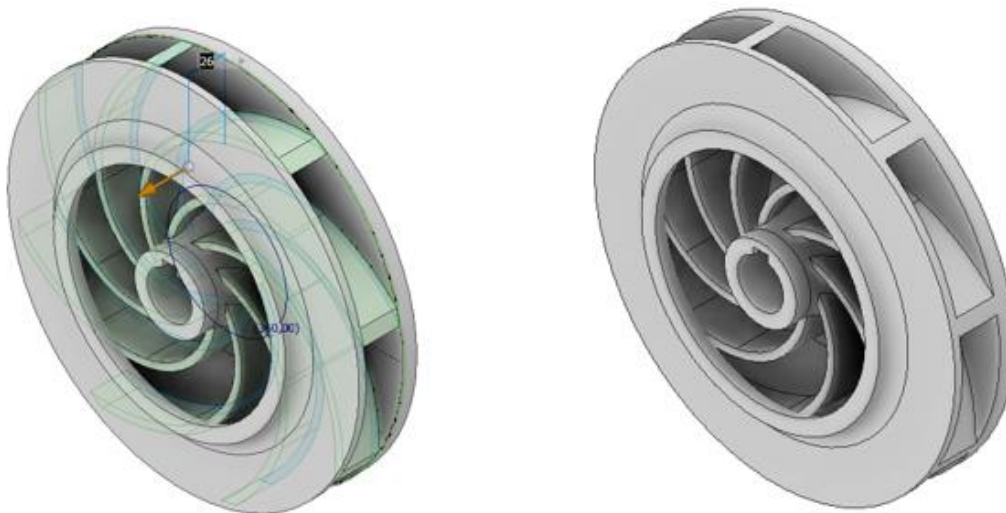
Para finalizar el modelo se realizan los álabes del rodete, para ello se realiza un boceto sobre la forma y el espesor del álabe sobre una de las caras interiores del rodete.

Para dar la forma al álabe se ha utilizado el boceto realizado para el cálculo teórico que se ha realizado en el capítulo anterior. En este caso el rodete tendrá 8 álabes que es el número de álabes que se ha utilizado para el coeficiente de Pfeleiderer.



*Figura 38 – Creación álabes del rodete*

Para terminar, se realiza una extrusión de los alabes desde una de las caras internas hasta la otra cara interna.



*Figura 39 – Modelo final del rodete*

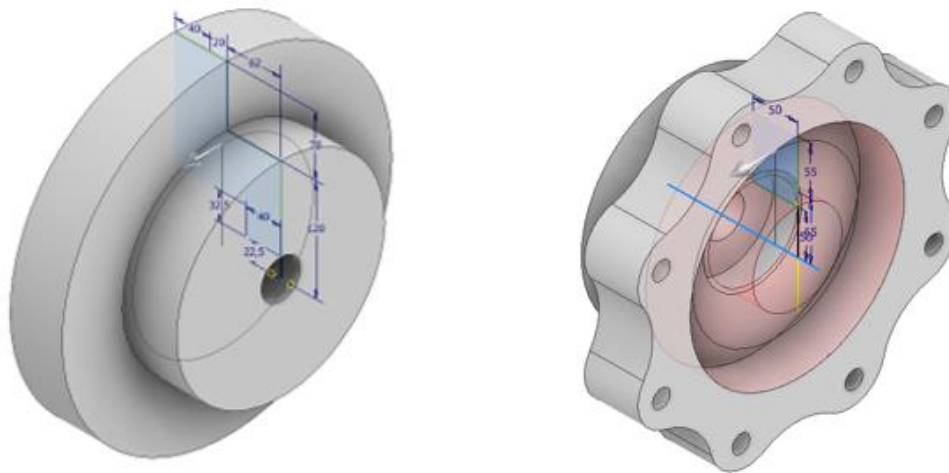


### 8.3 BRIDA INTERMEDIA

La brida intermedia es el elemento que se dispone entre la voluta y la carcasa trasera. En ésta se encuentra el cierre hidráulico formado por el anillo linterna, la estopa y el prensaestopas.

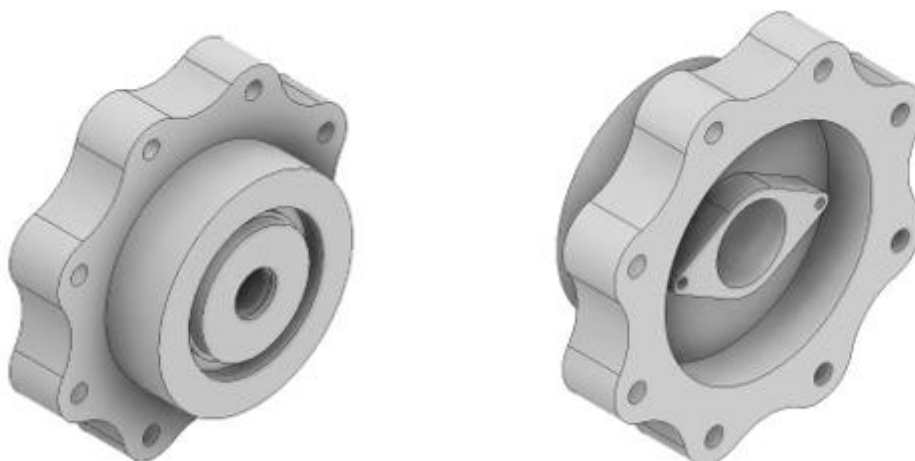
Este elemento está modelado siguiendo un criterio visual de diseño que lo asemeje lo más posible a la unión con voluta de la bomba. Esto se ha realizado así, debido a que es un elemento en el que la geometría no tiene casi influencia sobre las capacidades de la bomba.

Para modelarlo, lo primero es realizar una revolución con lo que se obtiene el tocho principal y luego se ejecuta la geometría externa de la pieza.



*Figura 40 – Modelo inicial brida intermedia*

A continuación, los vaciados correspondientes mediante revoluciones y extrusiones para que el rodete pueda alojarse adecuadamente y el prensaestopas se pueda colocar de una forma sencilla.

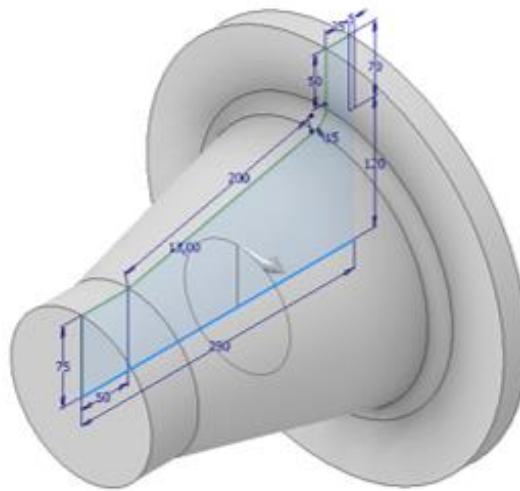


*Figura 41 – Modelo final brida intermedia*

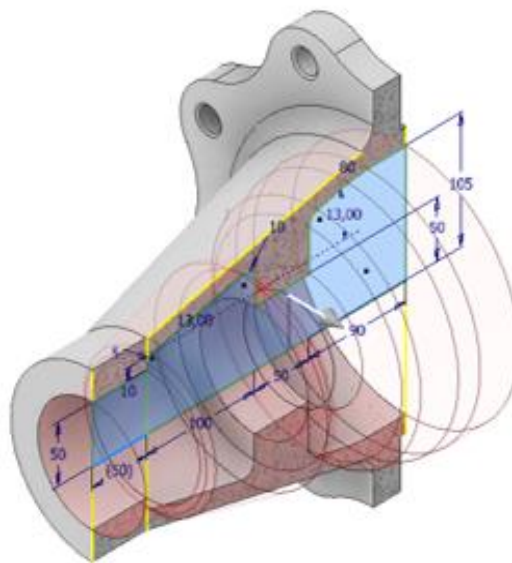
## 8.4 CARCASA TRASERA

La carcasa trasera es la encargada de albergar en su interior los rodamientos y el eje, fijando a este último de forma longitudinal para evitar que flexe.

Para el modelado de este elemento se utiliza el método que se ha visto anteriormente. Primero se ejecuta una revolución para generar el tocho inicial, posteriormente se realiza con detalle la forma externa de la unión y, a continuación, mediante otra revolución se realiza la sustracción de material de la parte interna donde se alojarán los rodamientos y el eje.



*Figura 42 – Primera revolución carcasa trasera*



*Figura 43 – Revolución vaciado interior carcasa trasera*

Para finalizar el modelo, se añaden el resto de los elementos que completan la carcasa, como son los agujeros roscados para la sujeción de la tapa de rodamientos, el acoplamiento para la sujeción de la carcasa en el soporte y la entrada de aceite.



*Figura 44 – Modelo final carcasa trasera vista 1*

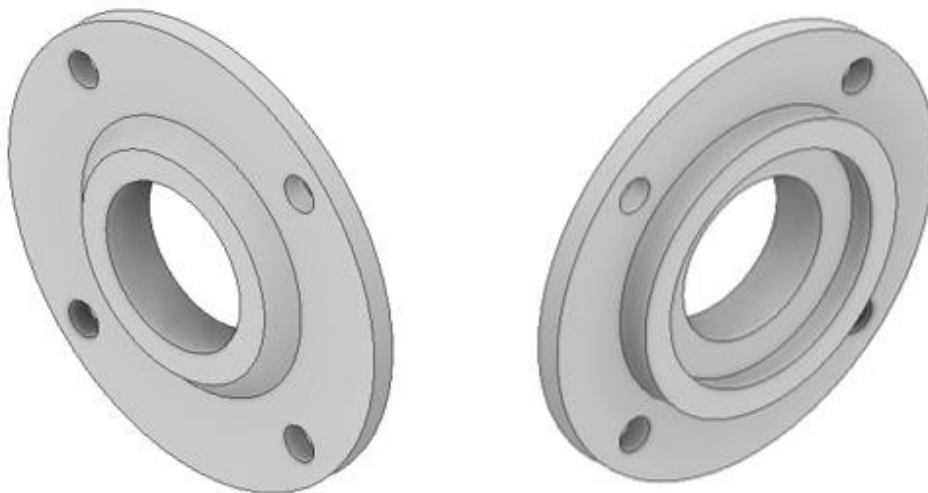


*Figura 45 – Modelo final carcasa trasera vista 2*

## 8.5 TAPA RODAMIENTOS

La tapa de rodamientos es un elemento que va fijada a la carcasa trasera mediante cuatro uniones roscadas, se encarga de proteger el rodamiento de la suciedad exterior y a su vez junto con el eje, evita que éstos se desplacen.

Para su modelado se realiza una revolución inicial, luego se realiza el vaciado para el eje y los agujeros para los tornillos.

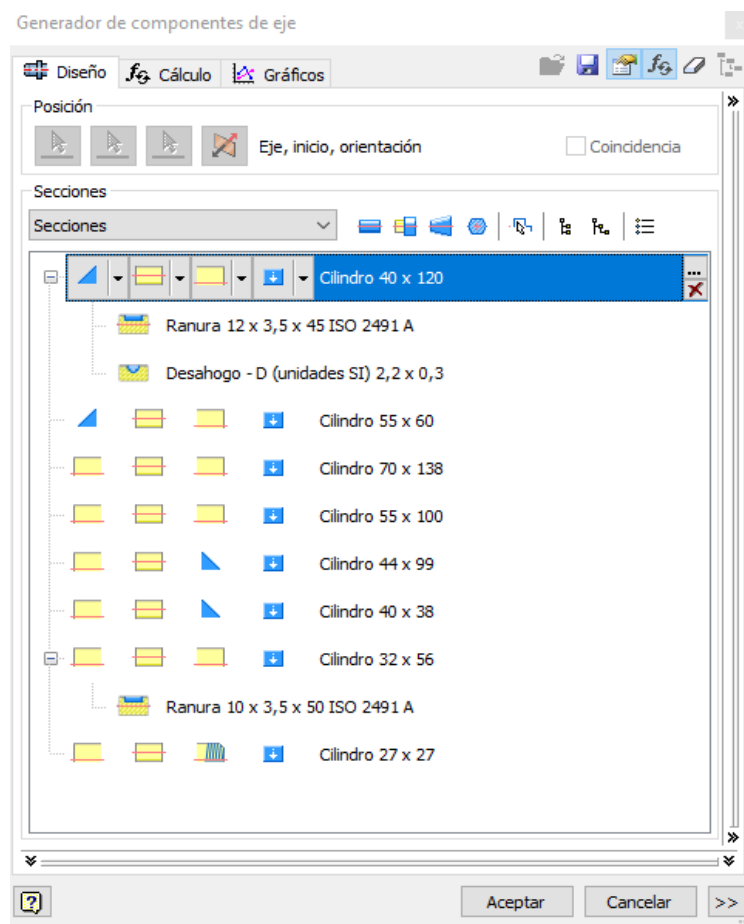


*Figura 46 – Modelo final tapa de rodamientos*

## 8.6 EJE

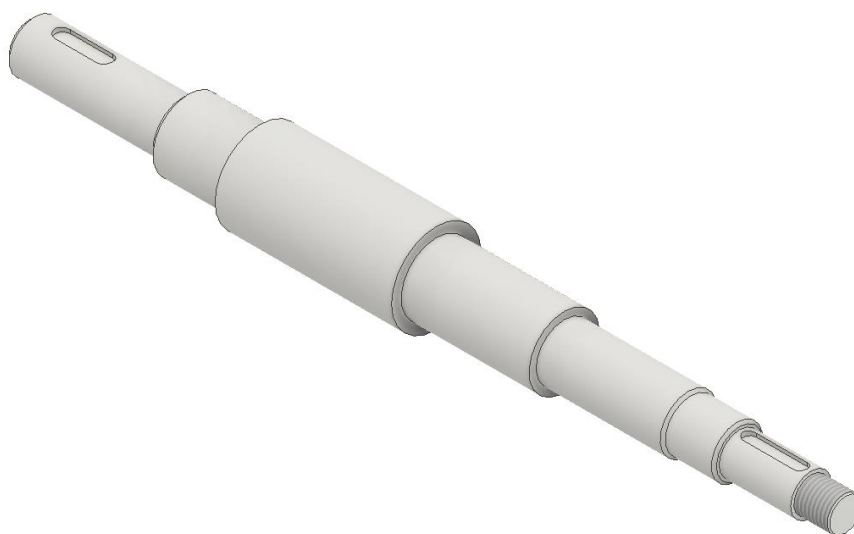
Para el modelar el eje se utilizará una herramienta que difiere de las anteriores, no se han utilizado las funciones que se venían usando de revolución y extrusiones, sino que se ha utilizado la herramienta “Design accelerator”.

Esta herramienta que consta de una tabla donde se realiza de forma continua las extrusiones necesarias para dar la forma al eje, permite añadir elementos como son los redondeos y chaflanes de una forma rápida e intuitiva y, para finalizar también permite desarrollar chaveteros y roscas.



*Figura 47 – Herramienta “design accelerator”*

El resultado final será el siguiente:



*Figura 48 – Modelo final eje*

## 8.7 ELEMENTOS MODELADOS QUE COMPLETAN EL DISEÑO

A continuación, se detallan las piezas que se han creado para el prototipo, pero que debido a su sencilla forma geométrica no se explicara el método de construcción.

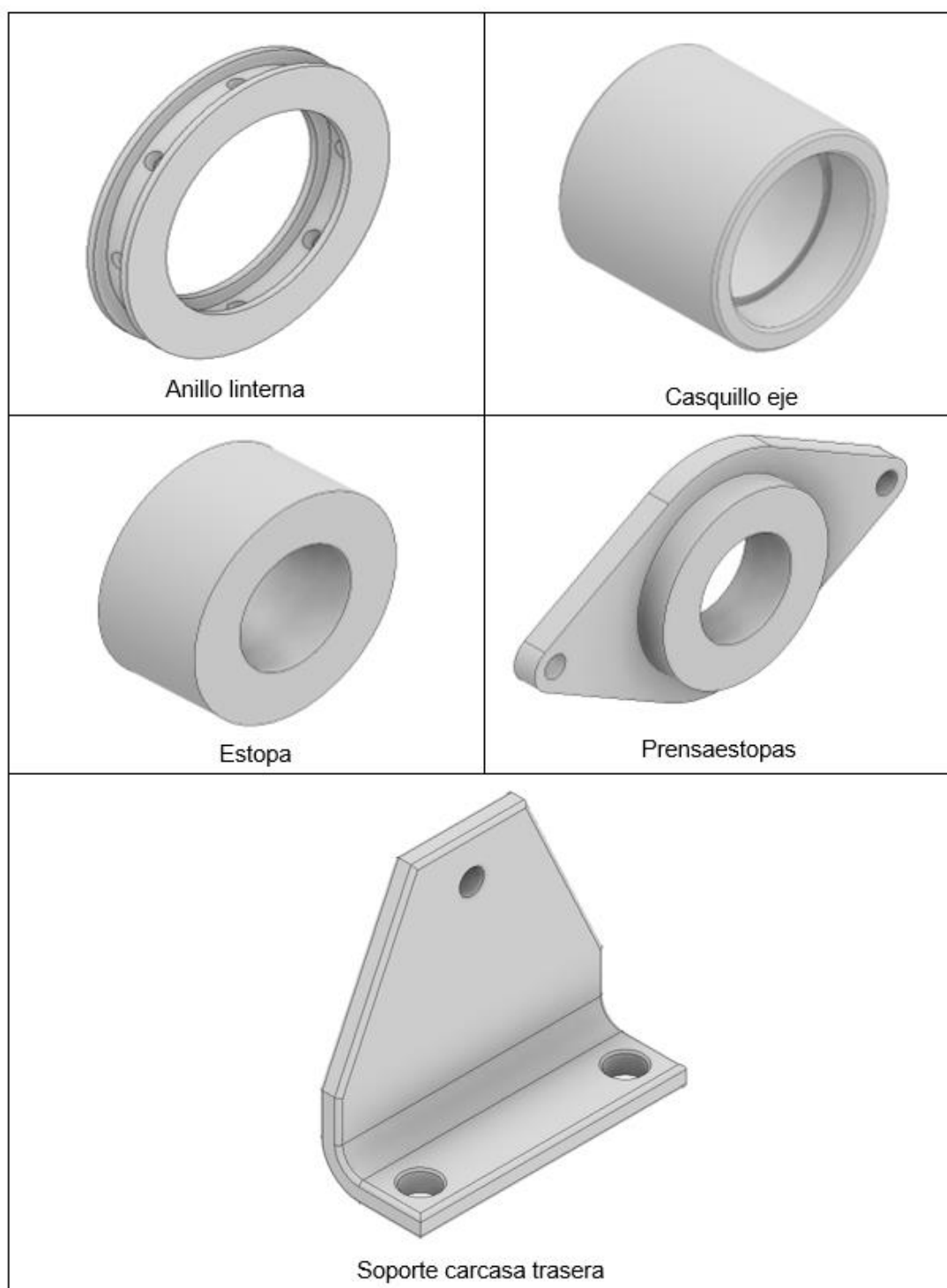
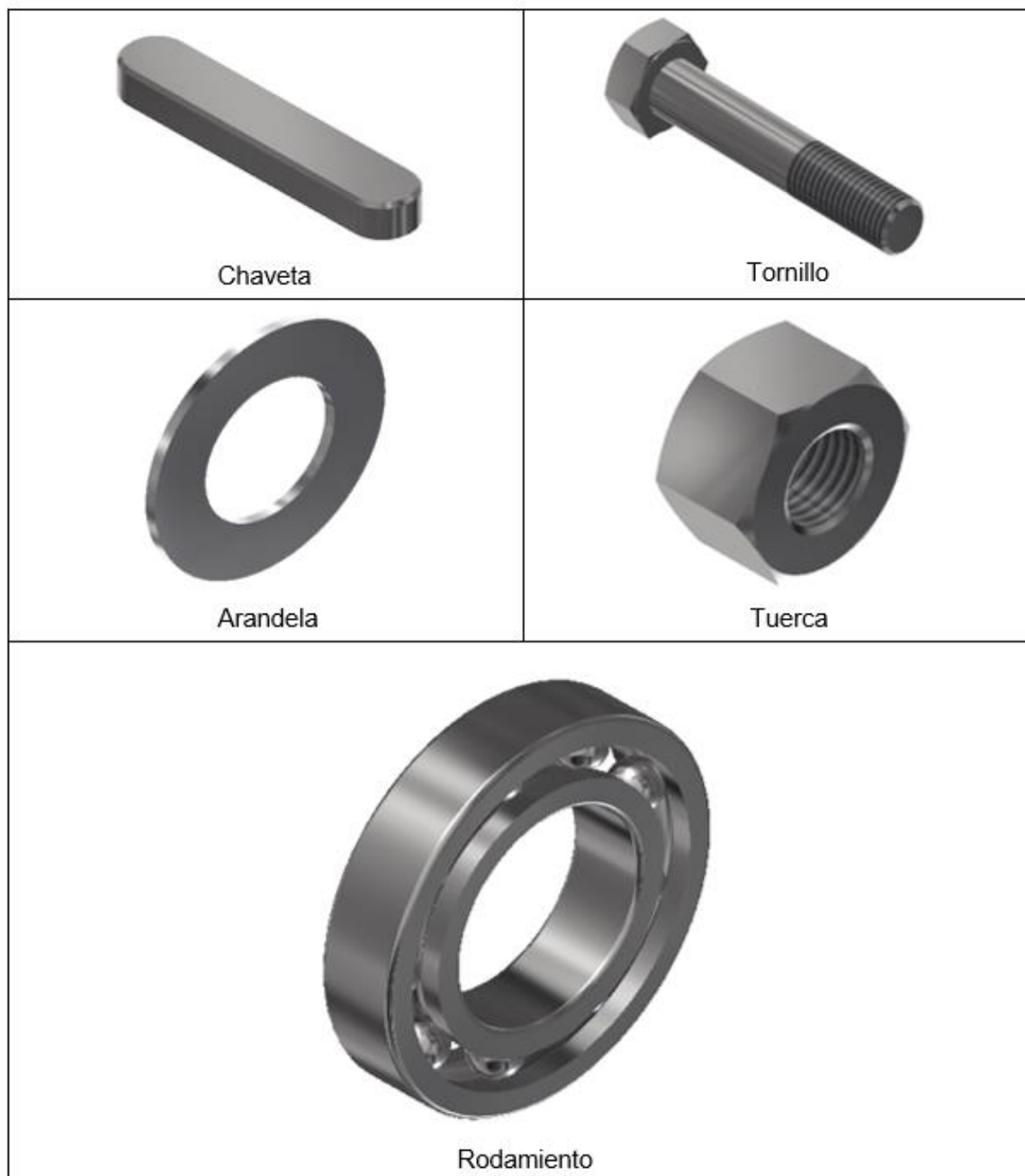


Figura 49 – Componentes adicionales

## 8.8 ELEMENTOS NORMALIZADOS

Además de los elementos modelados, la bomba posee distintos elementos normalizados como es el caso de tornillos, arandelas, tuercas y rodamientos. Todos estos elementos no es necesario diseñarlos, sino que se utiliza el “centro de contenido” de inventor.



*Figura 50 – Componentes normalizados*

## 9. ENSAMBLAJE COMPLETO DEL PROTOTIPO

En este capítulo se va a realizar el ensamblaje de todos los componentes que conforman la bomba de forma similar a como se efectuaría el montaje de forma real. En este caso se va a trabajar con restricciones para bloquear los grados de libertad necesarios en cada componente.

Para crear un nuevo ensamblaje se seleccionará en la opción Nuevo → Ensamblaje y la extensión Normal.iam.

Para comenzar, se tomará como pieza fija la carcasa trasera. Ésta será el elemento de referencia para realizar el montaje del resto de elementos. Se fijarán los planos de origen del ensamblaje con los planos de origen de la carcasa, de esta forma el origen del ensamblaje coincidirá con el origen de coordenadas de la carcasa y, además, realizando esta operación se consiguen eliminar los grados de libertad de la carcasa.

A continuación, se insertará la primera tapa de rodamientos en la parte posterior de la carcasa. Para realizar la operación se utilizarán dos restricciones. Primero se utiliza la función “Insertar”, la cual hace coincidir una de sus aristas, de esta forma la tapa sería capaz de rotar sobre sí misma, este giro lo evitarían en la realidad los tornillos de fijación, pero en este caso se debe ejecutar una segunda operación restringiendo el eje de los agujeros de la tapa con los de la carcasa que simulará la acción de los tornillos.

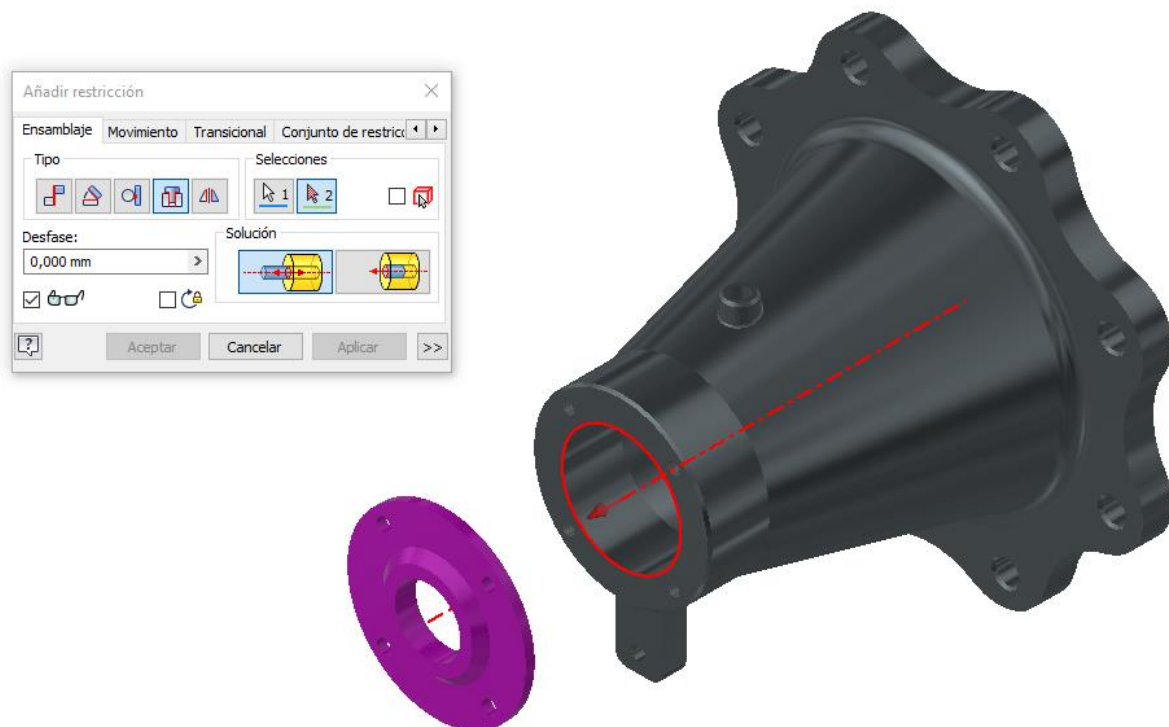


Figura 51 – Restricción insertar



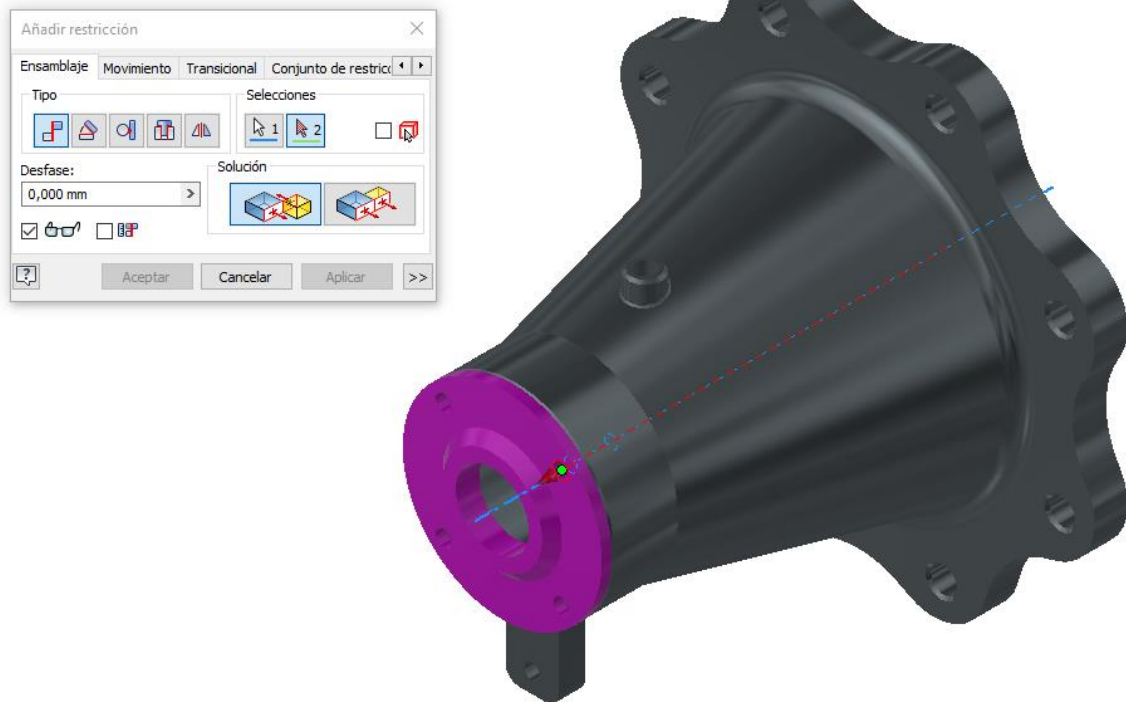


Figura 52 – Restricción coincidencia

Una vez se tienen fijadas las dos piezas se procederá a insertar los tornillos que fijarían en realidad ambas partes. Para ello se utilizarán tornillos normalizados como en el resto del ensamblaje, por lo que no es necesario realizar el modelo ya que estos elementos estandarizados se encuentran en el “centro de contenido”.

Para insertar los tornillos, se selecciona el modelo deseado y se indica una de las aristas de la rosca donde va a ir insertado. Inventor reconoce la rosca y adapta el tamaño en diámetro, pero no en longitud debido a que el agujero en la tapa de rodamientos es pasante y en el carcasa es roscado por lo que se debe seleccionar manualmente la longitud del tornillo deseado.

Esto genera un inconveniente adicional porque Inventor no detecta el patrón circular de los agujeros y se tiene que introducir cada tornillo individualmente.

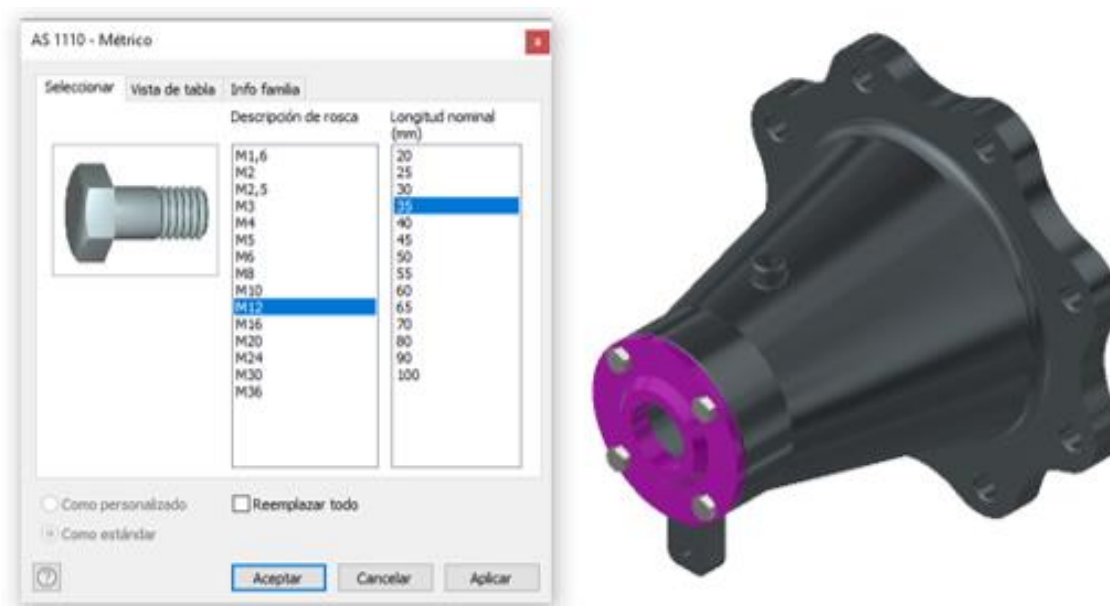


Figura 53 – Selección del tornillo

Seguidamente se procederá con la colocación del primer rodamiento, para ello se seguirá un procedimiento análogo al de los tornillos, pero en este caso en vez de especificar la longitud se debe buscar un rodamiento en el que el diámetro interior de este se adapte al eje.

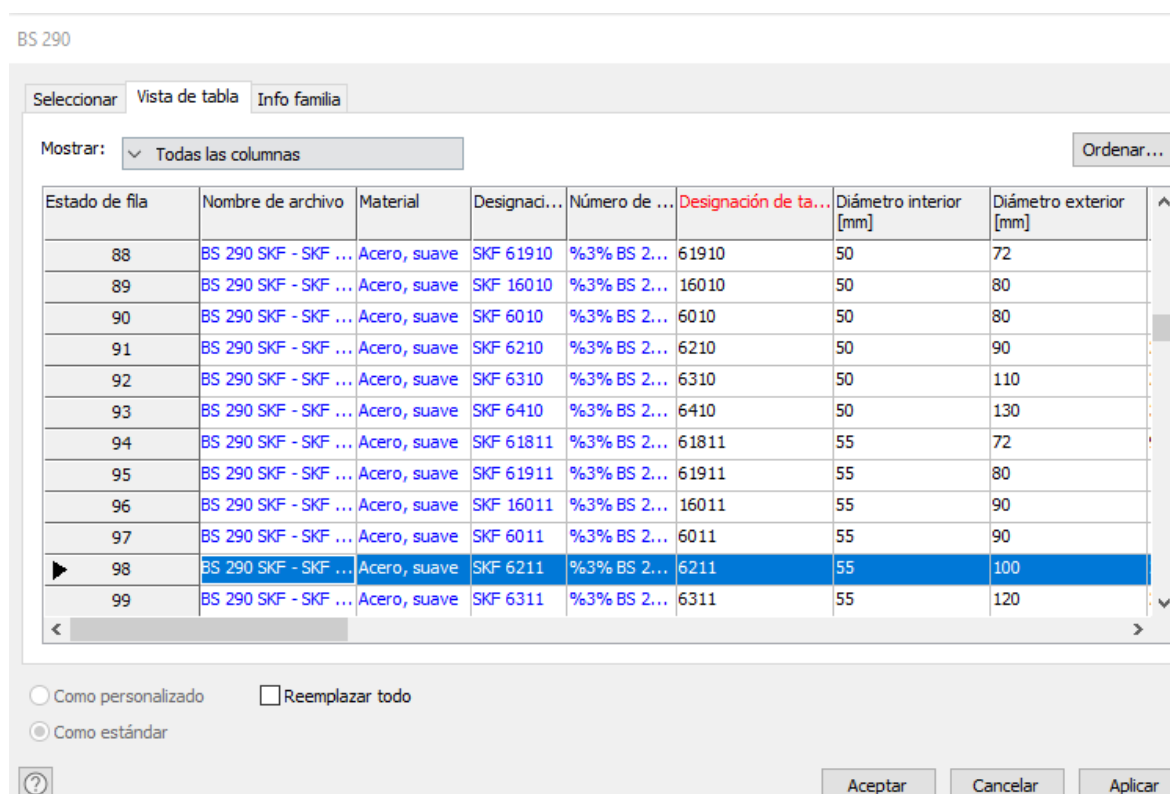
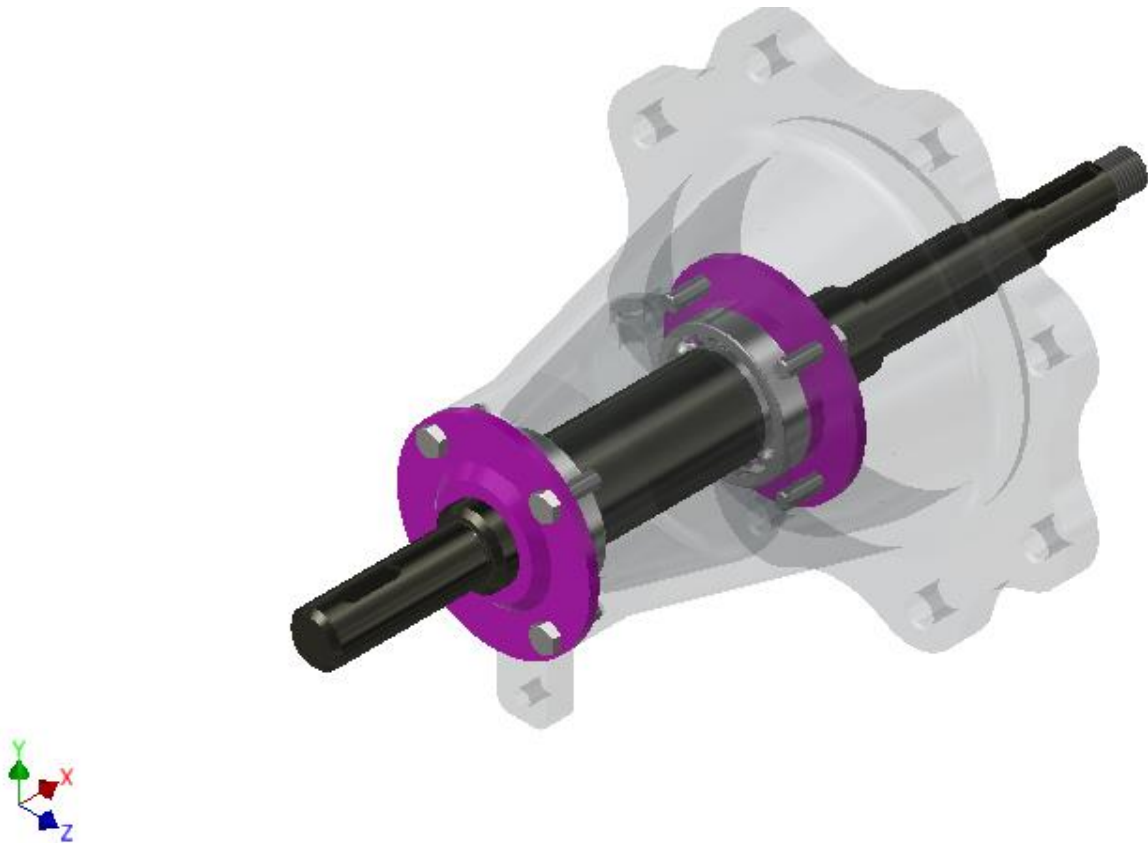


Figura 54 – Selección del rodamiento

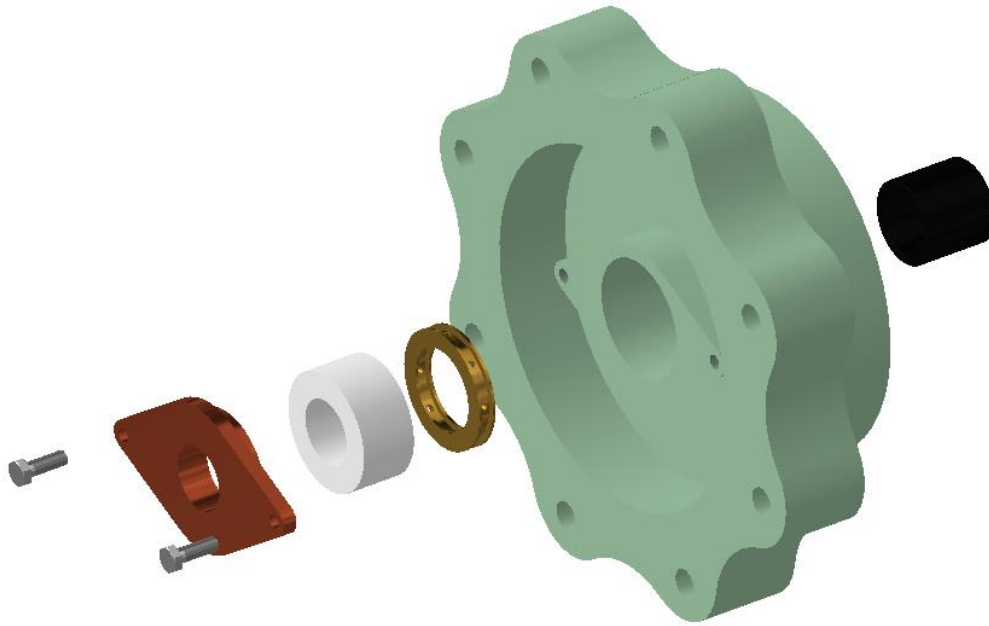
Una vez se tiene realizado el montaje de la parte posterior de la bomba, se introducirá el eje. Para introducir el eje se utilizará la restricción insertar, seleccionando las aristas en contacto entre el eje y el rodamiento, de esta forma se fijará su posición permitiendo el giro en el eje principal.

A continuación, se realiza el montaje del segundo rodamiento y la tapa del rodamiento de forma análoga al primer montaje.

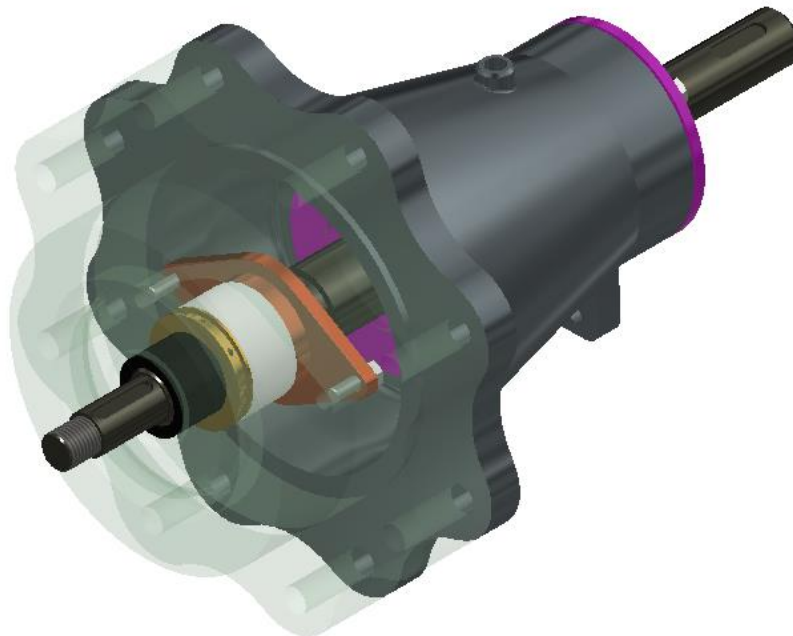


*Figura 55 – Montaje rodamiento y eje en carcasa trasera*

Posteriormente, se procederá con el montaje del cierre hidráulico con la brida intermedia. En primer lugar, se colocará el anillo linterna utilizando la restricción insertar, después se introducirá la estopa utilizando la misma función, seguidamente se colocará el prensaestopas con la función insertar y se restringirá el giro de esta pieza con restricción de coincidencia entre los agujeros del prensaestopas y la brida intermedia. Una vez está posicionado correctamente el prensaestopas se procede a la colocación de los tornillos desde el “Centro de contenido” como en los pasos anteriores. Para finalizar se introduce el casquillo por la parte frontal sobre el eje.



*Figura 56 – Componentes cierre hidráulico*



*Figura 57 – Montaje cierre hidráulico*

En el siguiente paso se introducirá el rodete y la voluta, pero para poder ejecutar este paso se debe introducir la chaveta en el chavetero. Para ello, se irá al “Centro de contenido” y se buscará la chaveta que se corresponda con el chavetero que se efectuó durante la realización del eje. Una vez se ha seleccionado la chaveta utilizando las restricciones de insertar y coincidencia se posicionará en el chavetero.

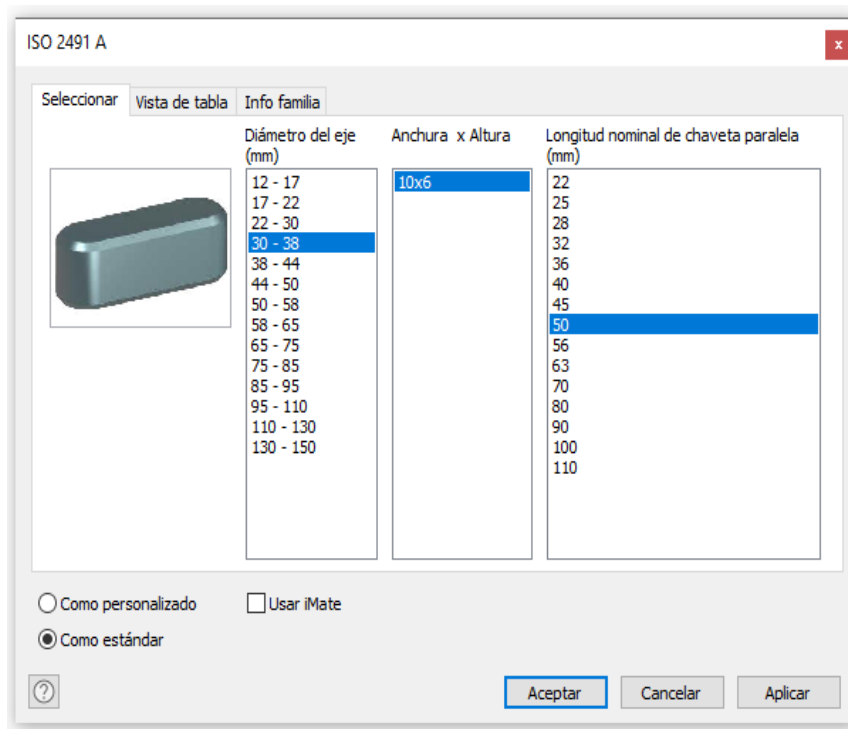
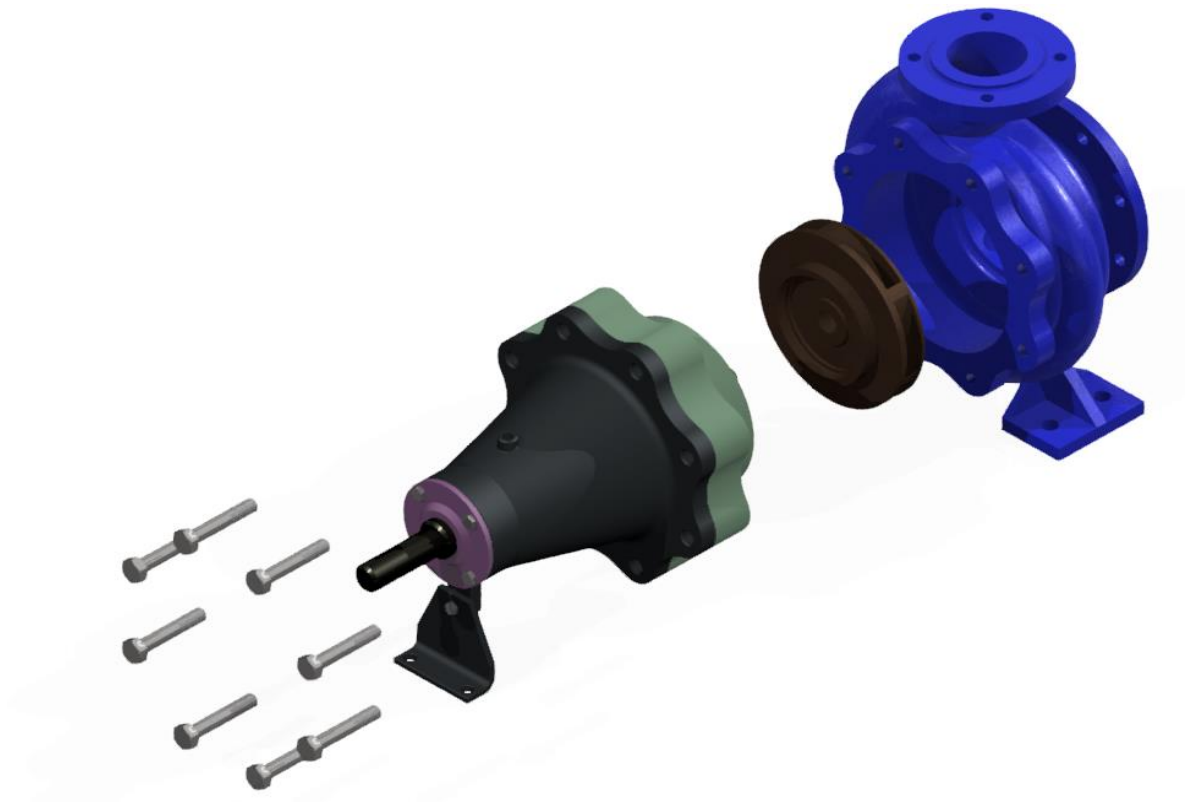


Figura 58 – Selección de la chaveta

A continuación, se colocará el rodete en su posición con la restricción de insertar y se realizarán dos restricciones de coincidencia, la primera entre la cara posterior del rodete y el casquillo y la segunda entre una cara lateral de la chaveta y el aloja chavetas del rodete para que ambos giren solidarios.

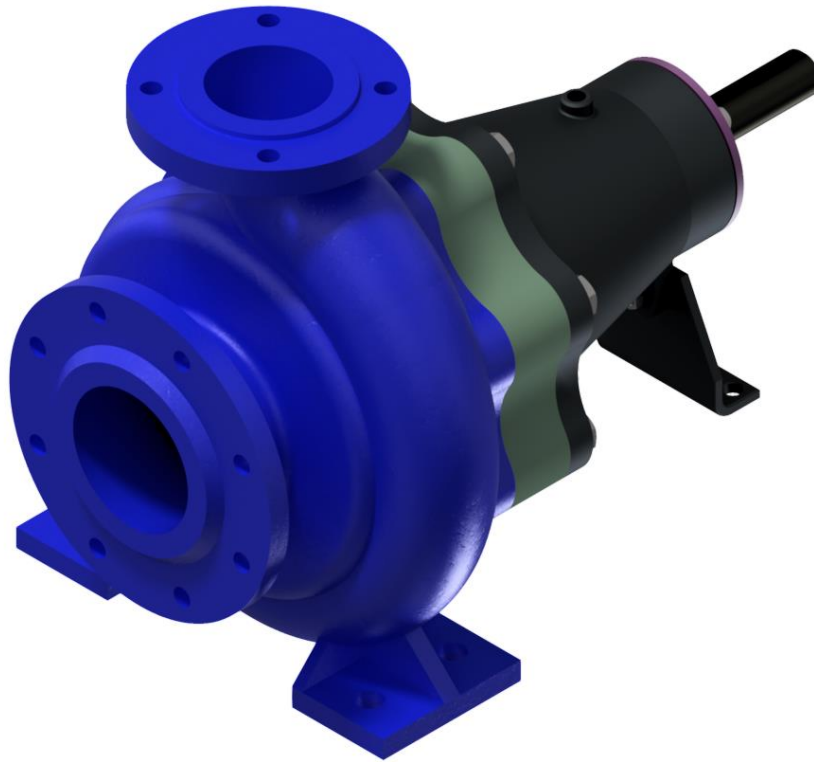
Finalmente, se posicionará la voluta, se realizará la unión entre la carcasa trasera, brida intermedia y voluta mediante tornillos como se ha realizado anteriormente. Se introducirá la arandela y tuerca desde el “Centro de contenido” para fijar el rodete en su posición y se colocará el soporte de la carcasa trasera.



*Figura 59 – Vista explosionada rodete y voluta*



*Figura 60 – Montaje final bomba centrífuga vista posterior*



*Figura 61 – Montaje final bomba centrífuga vista frontal*

## 10. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUIDO MEDIANTE ANSYS 19.2

Para realizar la simulación del fluido dentro de la bomba se utilizará ANSYS 19.2, que es un software de ingeniería avanzada utilizado para la simulación del comportamiento de productos manufacturados y procesos industriales.

Este software basa su principio de funcionamiento en el método de elementos finitos (MEF). El MEF permite realizar un modelo matemático del cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo, este método no es exacto sino una aproximación del cálculo real. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios cuando se requiera una exactitud de cálculo mayor, pero con esta herramienta se puede reducir el número de prototipos en las fases iniciales, ya que permite acercarse más al diseño óptimo en el primer prototipo.

La idea general del método de elementos finitos es la división de un conjunto en elementos más pequeños interconectados por una serie de puntos llamados nodos.

En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

- Dominio: Espacio geométrico en el que se encuentra el sistema que se va a analizar.
- Condiciones de contorno: Son las variables conocidas que condicionan la variación del sistema.
- Incógnitas: Son las variables que se desean conocer.

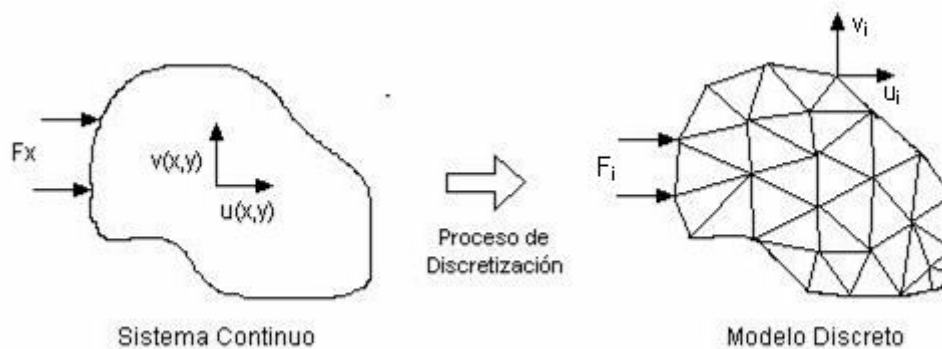


Figura 62 – Discretización de un modelo 2D [16]

A dichos elementos, se le aplican las leyes físicas que le correspondan, discretizando así la solución.



Dentro de ANSYS se encuentran distintos módulos de trabajo, en este caso se utilizará el módulo ANSYS CFD (Computational Fluid Dynamics) que permite la resolución de flujos dinámicos, transferencias de calor, turbulencias, presiones...etc.

Para poder utilizar este módulo se debe trabajar con el flujo del fluido dentro de la bomba centrífuga, analizando su velocidad y la presión a la que está sometido, por ello en el siguiente punto se expondrá la metodología para modelar el flujo de la bomba centrífuga.

Para realizar la simulación se utilizarán las condiciones de funcionamiento que se especifican en el manual de la bomba.

Se tienen dos puntos de funcionamiento conocidos:

#### 1. Primer punto de funcionamiento

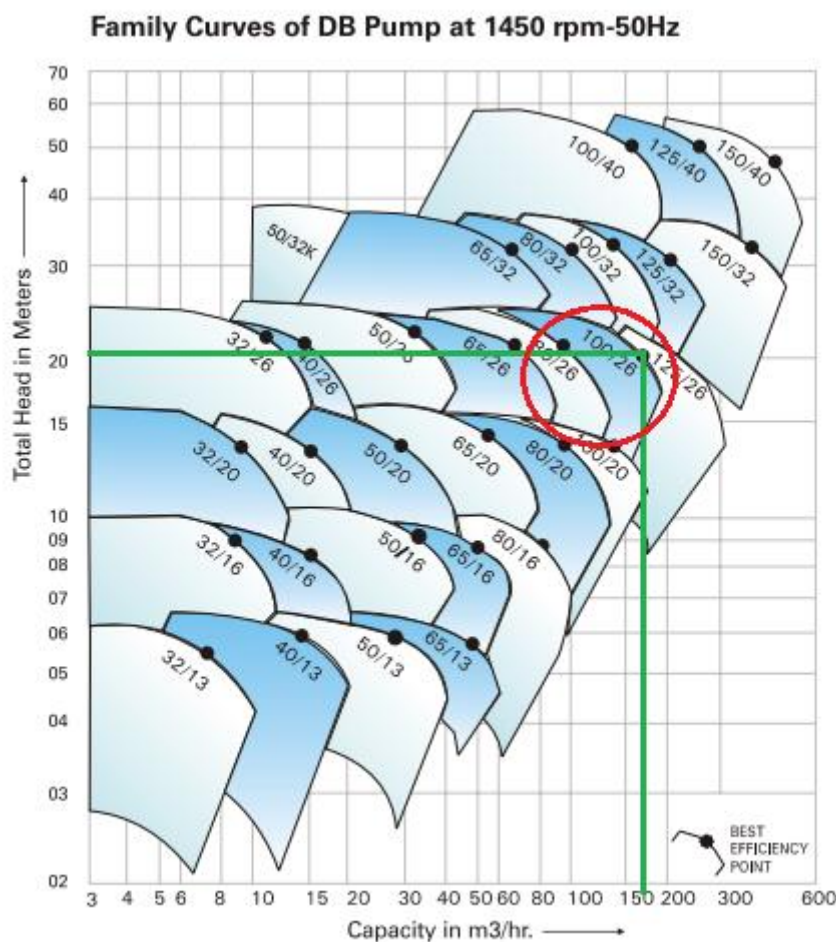


Figura 63 – Datos grafica 1450 rpm [13]

- Velocidad angular del rodete: 1450 rpm.
- Fluido utilizado: agua
- Presión de entrada: Presión atmosférica
- Caudal: 170m³/h
- Temperatura del fluido: 25°C
- Flujo másico:

$$\frac{170\text{m}^3}{h} * \frac{1000\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{1h}{3600s} = 47,22\text{kg/s}$$

2. Segundo punto de funcionamiento:

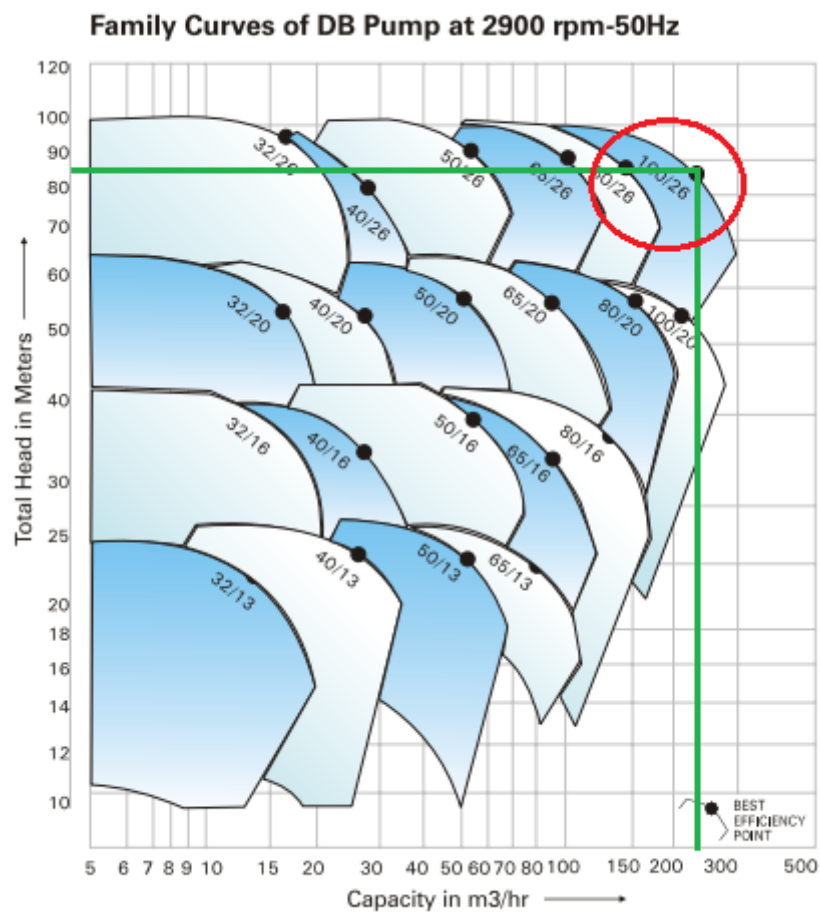


Figura 64 – Datos grafica 2900 rpm [13]

- Velocidad angular del rodete: 2900 rpm.
- Fluido utilizado: agua
- Presión de entrada: Presión atmosférica
- Caudal: 230m³/h
- Temperatura del fluido: 25°C
- Flujo másico:

$$\frac{230m^3}{h} * \frac{1000kg}{m^3} * \frac{1h}{3600s} = 63,88kg/s$$



*Figura 65 – Rodete donde se aplican las distintas condiciones*

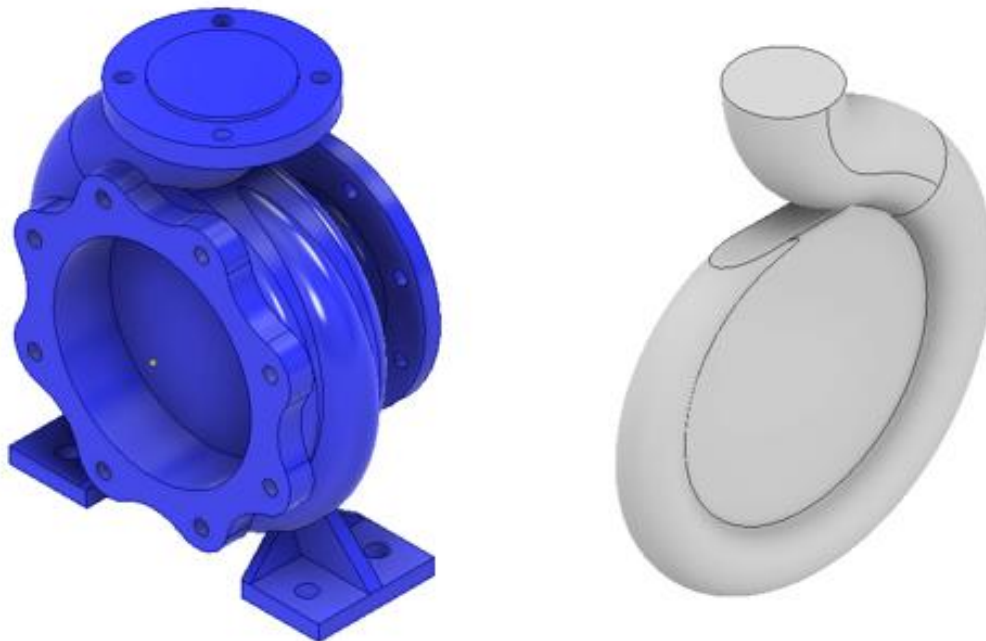
## 10.1 MODELADO DEL FLUJO

Para comenzar con la simulación el primer paso es realizar el modelado del flujo. Para modelar el flujo se debe realizar un volumen geométrico con el espacio que ocupa el fluido dentro de la bomba.

Para realizar este modelado se dividirá en tres partes, 'Voluta', 'Rodete' y 'Entrada', y posteriormente se realizará el ensamblaje de estas tres partes para conformar el volumen geométrico.

- **Voluta:**

Para obtener este volumen se debe quedar el sólido inicial que se ha ejecutado para realizar la voluta. Para ello se debe deshacer la última combinación de sólidos y eliminar el sólido externo y, para finalizar, se realizará un agujero con el volumen que ocupará el flujo del rodete.



*Figura 66 – Sólidos que conforman el flujo de la voluta*



*Figura 67 – Flujo de fluido en la voluta*

- **Rodete:**

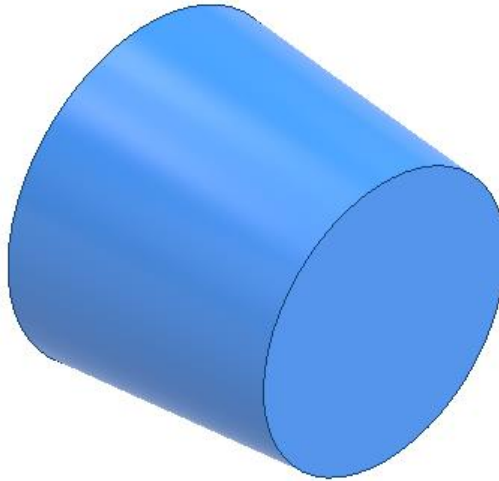
En este caso se generará un tocho idéntico al del rodete, pero sin realizar el vaciado del espacio que existe entre los álabes del rodete. A continuación, se ejecutará la diferencia entre el tocho creado y el rodete existente, obteniendo de esta forma el flujo del fluido dentro del rodete.



*Figura 68 – Modelado del flujo en el rodete*

- **Entrada:**

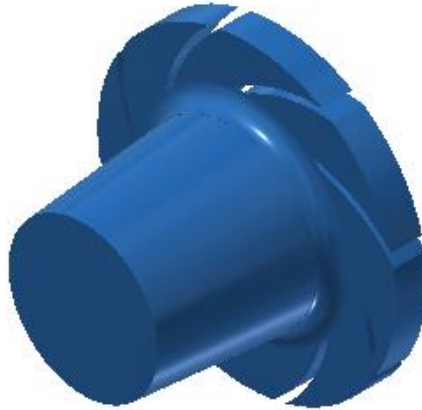
Esta parte es la más sencilla de las tres de construir, es el espacio que ocupa el fluido desde la brida hasta que se encuentra con el rodete, basta con construir un tronco de cono con las medidas requeridas según plano.



*Figura 69 – Modelado del flujo a la entrada*

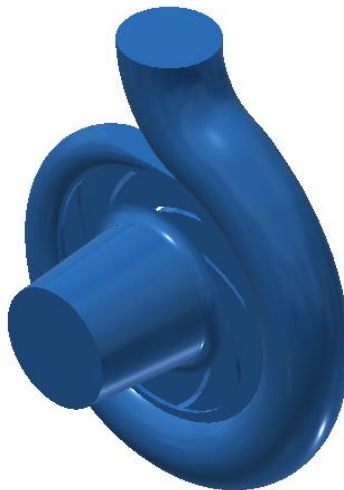
## 10.2 ENSAMBLAJE DEL FLUJO

Primero se realizará el ensamblaje del flujo de entrada con el flujo del rodete. Para realizar este paso se utilizarán restricciones ya vistas en el capítulo de ensamblaje del prototipo como es la restricción entre planos y ejes.



*Figura 70 – Ensamblaje flujo de entrada y rodete*

A continuación, se insertará el flujo correspondiente a la voluta, el cual se tomará como referencia y se realizarán las mismas restricciones que en el paso anterior. Se obtendrá el siguiente resultado:



*Figura 71 – Ensamblaje completo del flujo*

Para finalizar, se deberá exportar el ensamblaje en un formato que ANSYS pueda reconocer, por ello se ha elegido el formato "STEP".

### 10.3 SIMULACIÓN EN ANSYS

Una vez se ha finalizado el ensamblaje del flujo del fluido, se comenzará a trabajar con el software de simulación ANSYS. Se debe inicializar el programa a través del “workbench” y crear un nuevo proyecto, en el que se utilizarán diferentes módulos de trabajo. Para comenzar a trabajar se debe arrastrar el módulo Fluid Flow (Fluent) sobre el espacio de trabajo, de manera que aparezca una tabla con las cinco etapas que se deben realizar.

En cada etapa se desarrollarán un conjunto de pasos y configuraciones en el modelo para que la simulación se efectúe correctamente. Las etapas por desarrollar son:

- Geometría (Geometry)
- Mallado (Mesh)
- Configuración (Setup)
- Resolución (Solution)
- Resultados (Results)

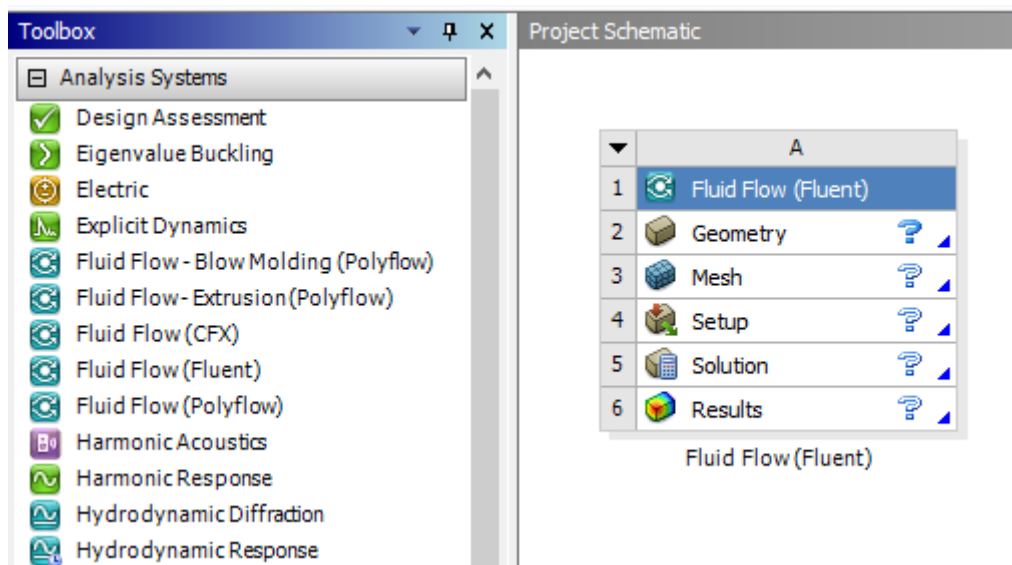


Figura 72 – Modulo Fluent y sus diferentes etapas



### 10.3.1 GEOMETRÍA

En esta etapa se debe crear la geometría 3D, ANSYS permite la creación de geometrías 3D como se podría hacer mediante un software CAD. Dentro de este módulo se puede encontrar herramientas como, la creación de líneas, extrusión, vaciados, revolución, simetrías, etc. Aunque hay que destacar que esta herramienta de modelado no es tan potente como un software CAD comercial como Inventor, además posee una interfaz poco intuitiva. Por esta razón y la complejidad del conjunto se optó por utilizar Inventor para crear la geometría y posteriormente importarla.

Para importar la geometría se debe hacer clic derecho sobre “Geometry” > “Import Geometry” > “Browser” y se seleccionará el archivo que se quiere importar en formato .step.

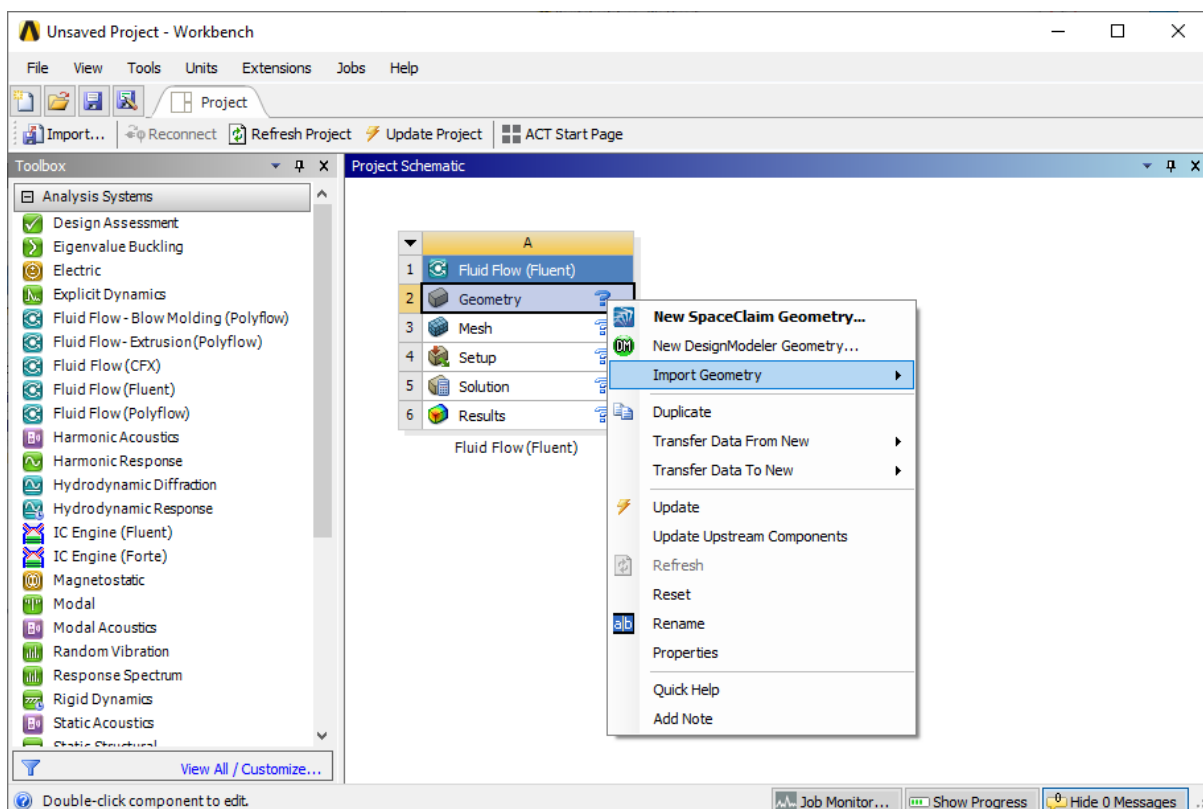


Figura 73 – Importar geometría en ANSYS

Una vez se ha seleccionado el archivo que se quiere importar se debe verificar que la geometría se ha importado correctamente, para ello se hará doble clic izquierdo sobre Geometry y se esperará a que la interfaz de modelado cargue.

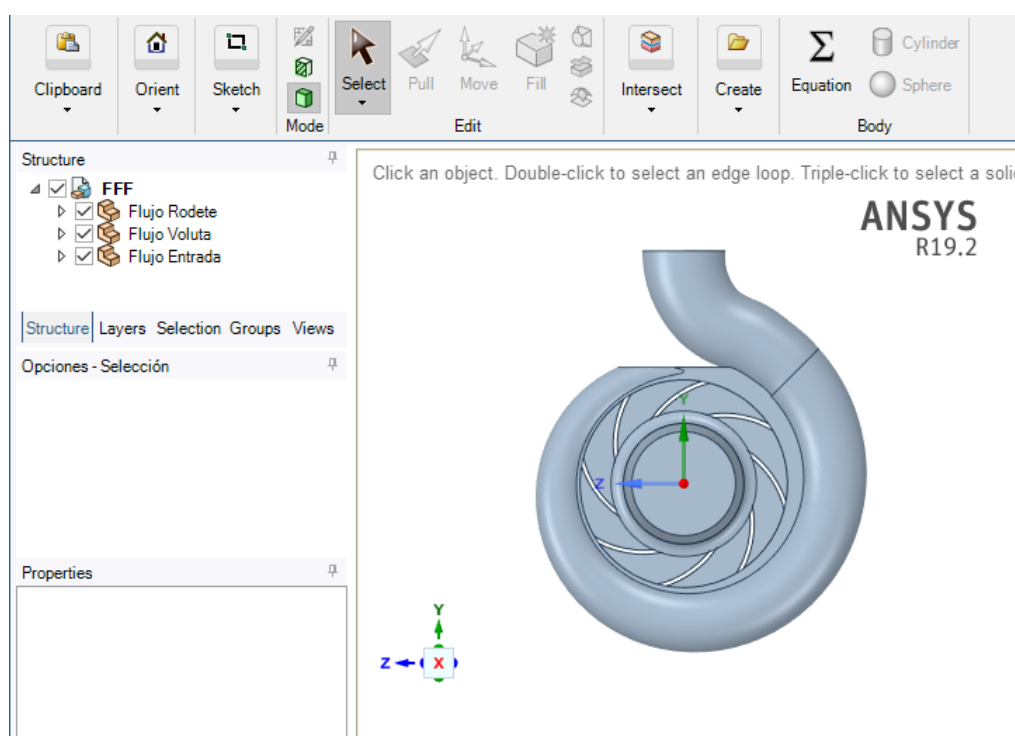


Figura 74 – Vista frontal geometría importada en ANSYS

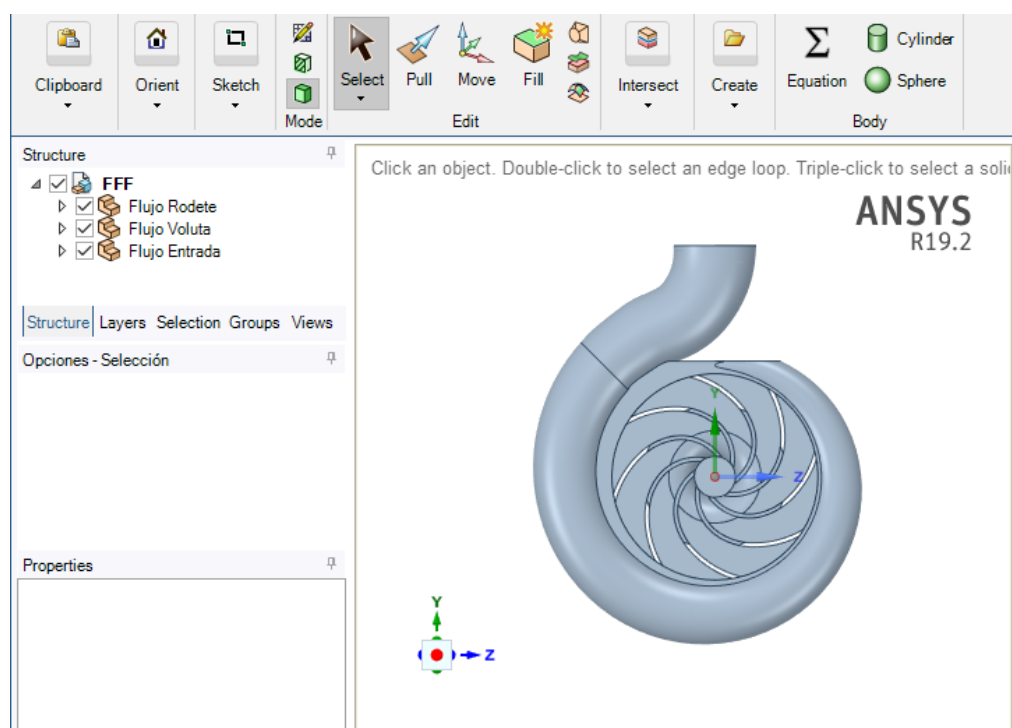


Figura 75 – Vista posterior geometría importada en ANSYS

### 10.3.2 MALLADO

En este apartado una vez se ha comprobado que la geometría se ha importado correctamente, se procederá a crear el mallado para la resolución del problema aplicando la teoría de los elementos finitos.

La elaboración del mallado es fundamental para la resolución del problema mediante la simulación, ya que la precisión de los resultados que se obtendrán es directamente proporcional a la complejidad del mallado que se sea capaz de desarrollar. Es por ello por lo que se va a empezar realizando un mallado sencillo para obtener unos resultados coherentes y posteriormente se elaborará uno más complejo para aumentar la precisión de los resultados.

Primero se deben diferenciar las superficies que componen el modelo según la función que van a desempeñar. Para ello se debe utilizar la función “Named Selection” que permite diferenciar las distintas superficies para posteriormente aplicar las condiciones de contorno.

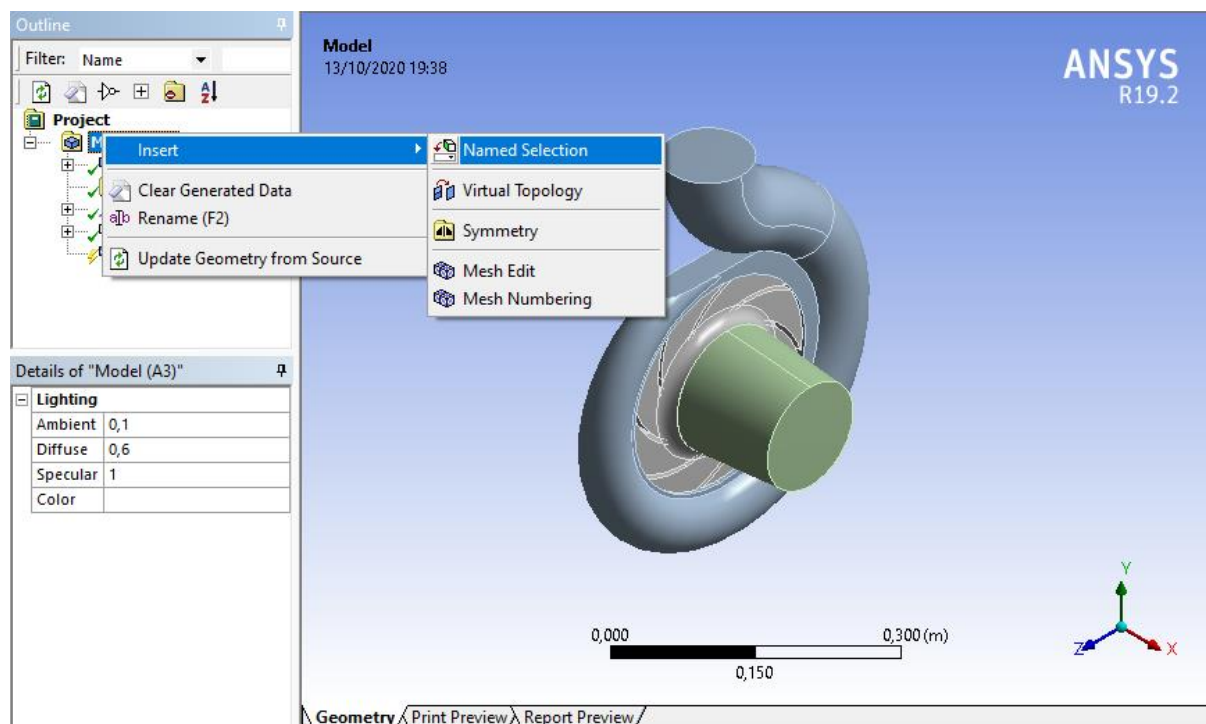


Figura 76 – Selección función “Named Selection”

Para poder realizar este proceso de manera rápida e intuitiva lo mejor es deshabilitar en el panel desplegable de Geometry dos de las tres partes que componen el modelo para poder identificar correctamente todas las superficies.

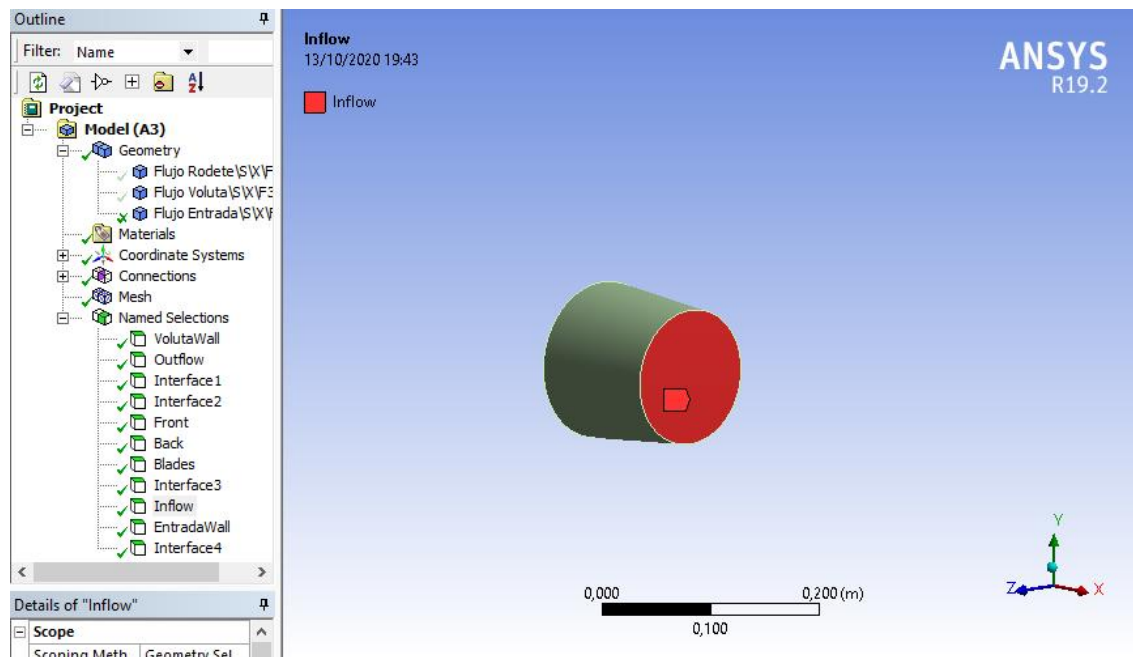


Figura 77 – Named Selections “Inflow” entrada del fluido

Se replicará este proceso con las dos otras partes que componen la geometría hasta identificar todas las superficies que la conforman.

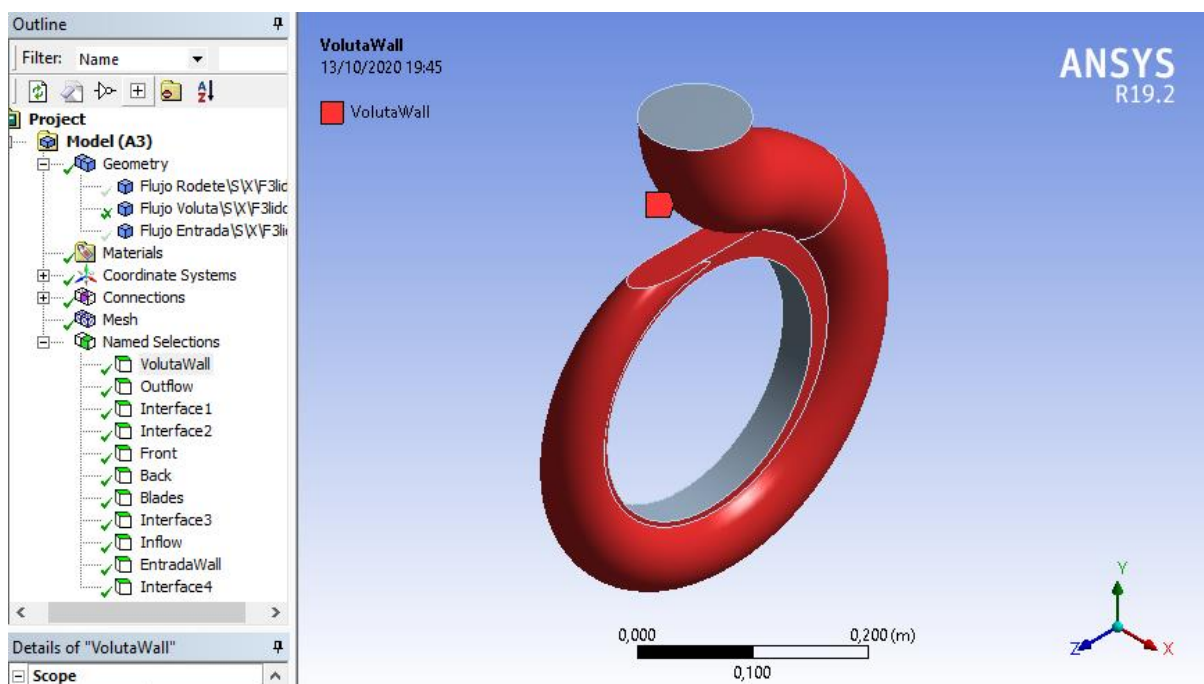


Figura 78 – Named Selections “VolutaWall” pared de la voluta

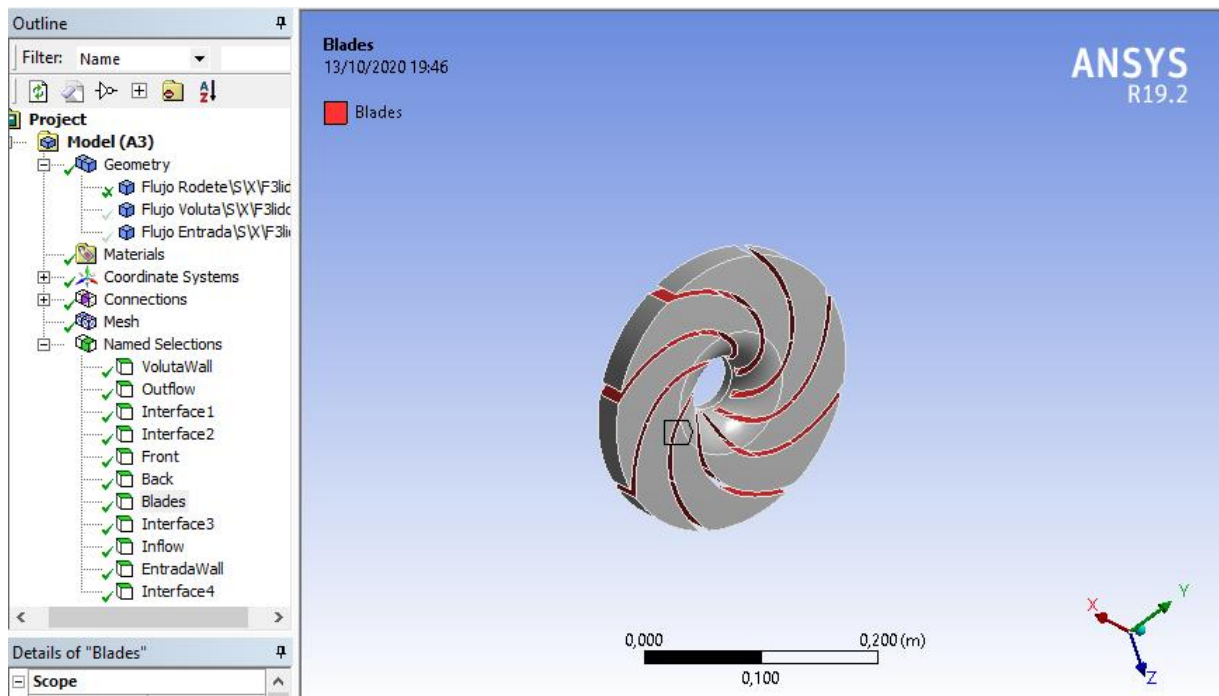


Figura 79 – Named Selections “Blades” alabes rodete

Una vez se tienen todas las superficies definidas, se procede a construir la malla, para ello se genera una malla genérica de forma automática.

Para realizar esta operación ANSYS posee la herramienta “Mesh” donde permite elegir y restringir una serie de parámetros como:

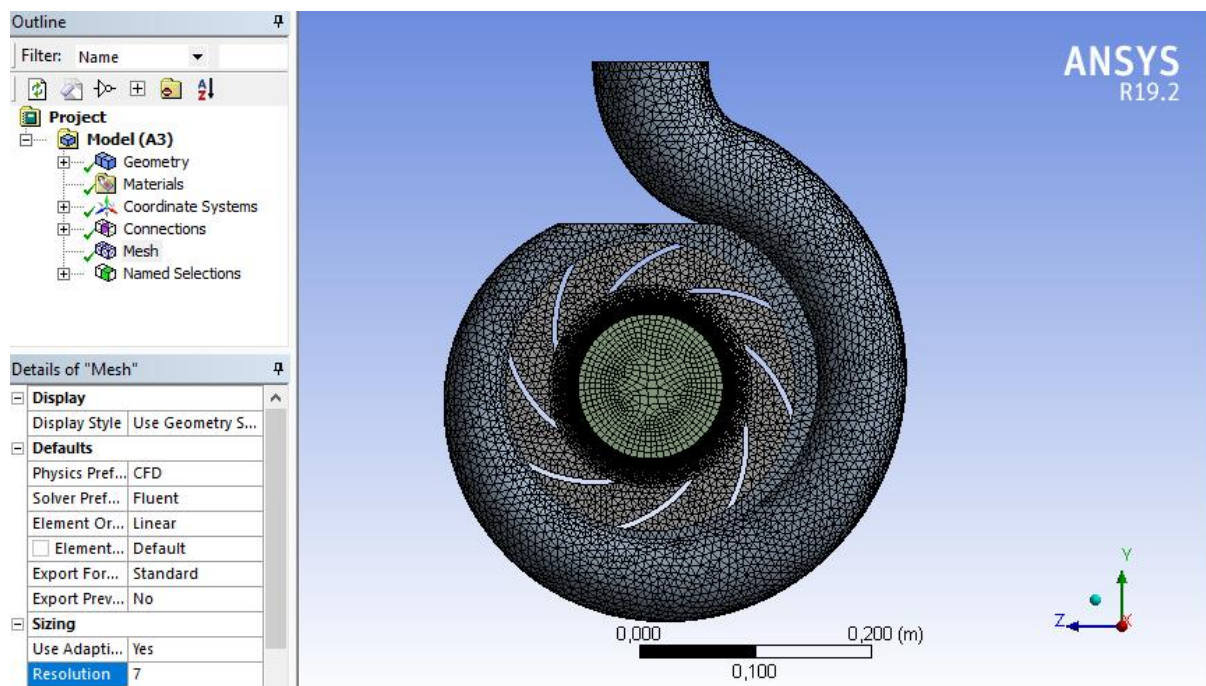
- Tipo de geometría de la malla: triángulos o cuadrados.
- Calidad de la malla: cuanto más calidad mayor número de nodos tendrá la malla y más precisos serán los resultados.
- Suavizado de los bordes: los bordes suelen ser zonas conflictivas por la acumulación de nodos en un pequeño espacio geométrico, con esta herramienta se puede reducir el número de nodos en zonas conflictivas.
- Distancia entre nodos: permite realizar mallas más uniformes.
- Tipo de simulación: permite diferenciar entre distintos tipos de simulación físicas para que el software optimice aún más la malla, en este caso CFD.

Debido a la complejidad y forma geométrica se realizará un mallado adaptativo el cual está constituido por elementos de distintas formas geométricas (triángulos y cuadriláteros) para evitar que se produzcan errores en las zonas conflictivas.

Al generar una malla adaptiva ANSYS permite definir la resolución de mallado que se quiere dar dentro de una escala desde -1 a 7, siendo este último el que proporciona una Malla más densa y que proporcionará unos resultados más exactos.

Una vez se han elegido los parámetros de la malla, se hará clic en "Generate Mesh" de esta forma el software creará la malla.

La malla que el software crea para esta geometría y parámetros estará constituida por 56861 nodos y 236544 elementos.

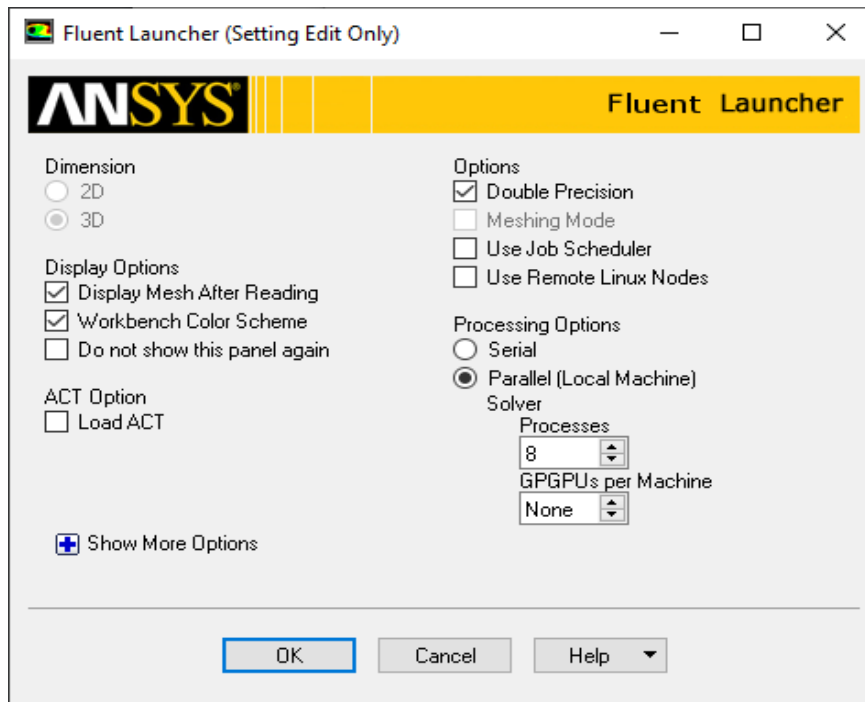


*Figura 80 – Mallado del modelo 3D*



### 10.3.3 CONFIGURACIÓN

Para comenzar con la configuración se realiza doble clic en Setup donde aparecerá la siguiente ventana:



*Figura 81 – Parámetros iniciales configuración ANSYS*

En esta ventana se habilitarán las opciones de “Double Precision” y “Parallel” en “Processes” se indicará el número de núcleos del procesador que Ansys podrá usar para realizar la simulación, cuanto mayor sea este número menor será el tiempo de cálculo y procesado.

Si el ordenador tuviese una tarjeta gráfica compatible con Ansys se podría reducir aún más el tiempo de cálculo y procesado seleccionándose el número de núcleos de la GPU que se quiere dejar que use el programa en la opción “GPGPUs per Machine”

Seguidamente se hace clic en “OK” y se abrirá el espacio de trabajo para realizar la configuración.

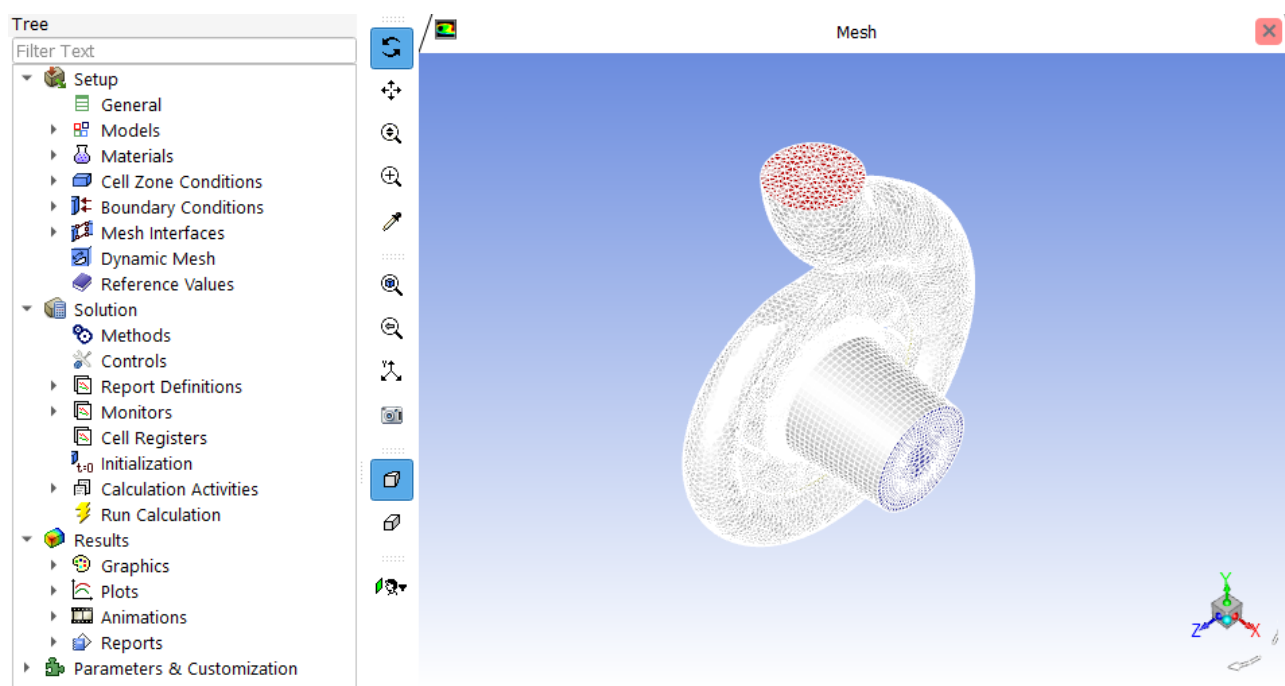


Figura 82 – Espacio de trabajo configuración ANSYS

En el espacio de trabajo se irán configurando una serie de parámetros que principalmente serán las condiciones de trabajo de la bomba.

Primero se cambiará el tipo de viscosidad del fluido de laminar (predeterminado) a turbulento y, para ello, se hará clic en “Models” donde se desplegarán una serie de submenús.

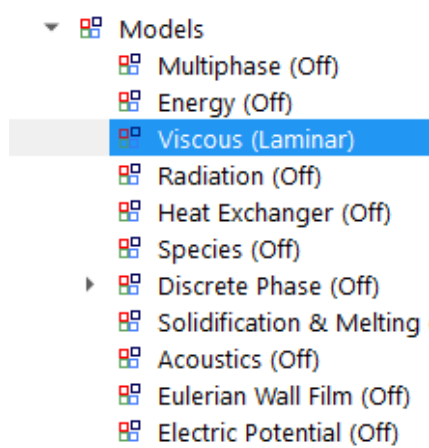


Figura 83 – Modelos de viscosidad



A continuación, se hará doble clic en “Viscous” y se seleccionará la opción k-omega.

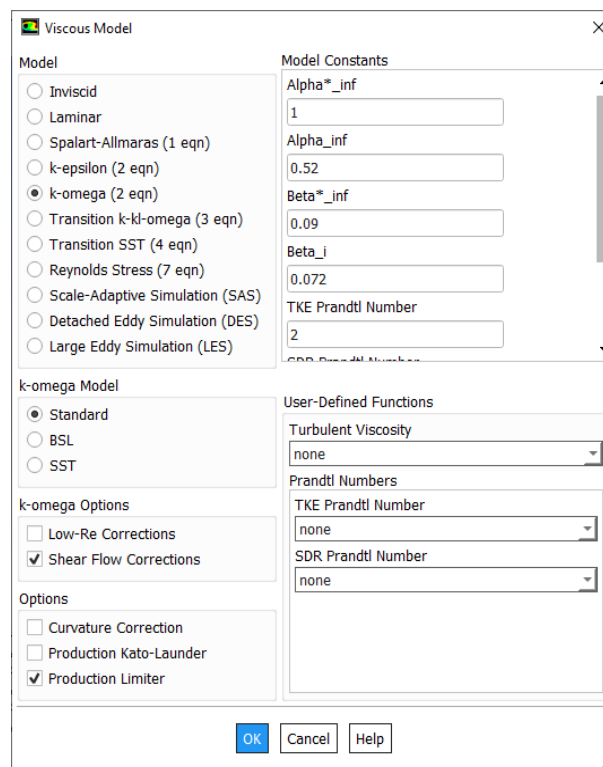


Figura 84 – Configuración del modelo de viscosidad

Después se deberá cambiar el tipo del material del fluido porque en Ansys viene predefinido el aire y en este caso es agua en estado líquido, para ello se hará clic en “Material” y clic derecho en “Fluid” y clic en “New”. Se abrirá un submenú en él se podrá entrar en “Fluent Database” y buscar el agua.

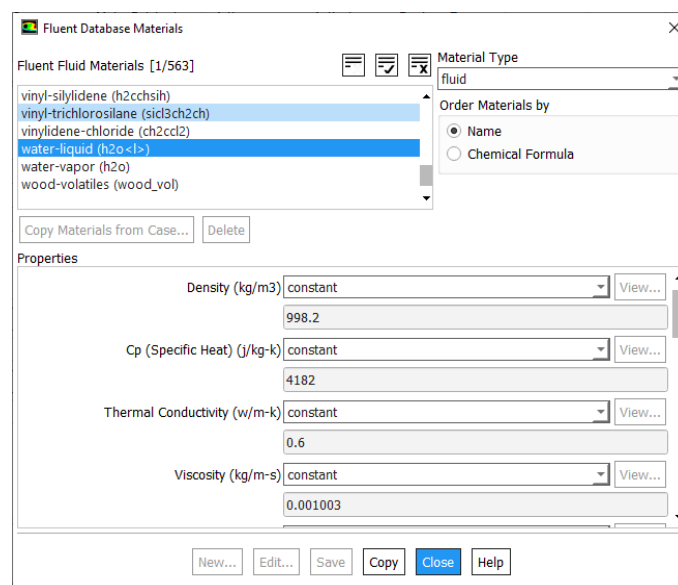


Figura 85 – Base de datos materiales ANSYS

Se hará clic en “Copy” y luego en “Close”. Seguidamente se deberá cambiar el fluido asignado a la geometría para lo que se hace clic en “Cell Zone Conditions” y en cada parte de la geometría se cambiará el tipo de material de aire a agua, también se deberá cambiar la dirección del vector rotación (0,0,1) a el vector (1,0,0)

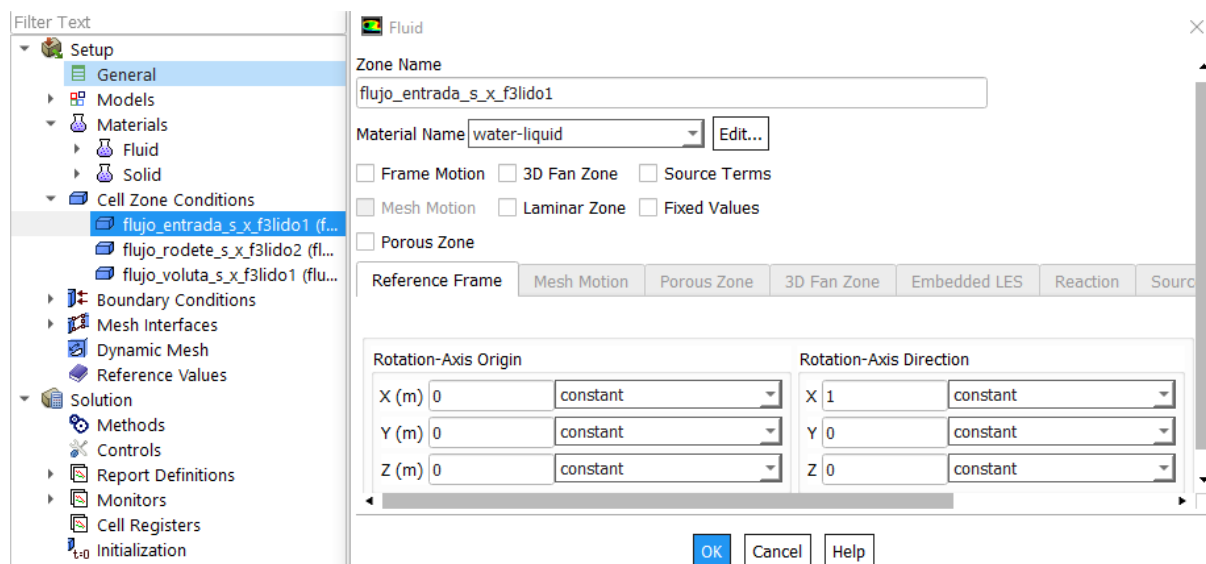


Figura 86 – Entrada y voluta Cell Zone Conditions

En el caso del “flujo\_rodete” también será necesario habilitar la opción “Frame Motion” e introducir la velocidad de rotación correspondiente, en este caso será de 2900 rpm para la primera simulación.

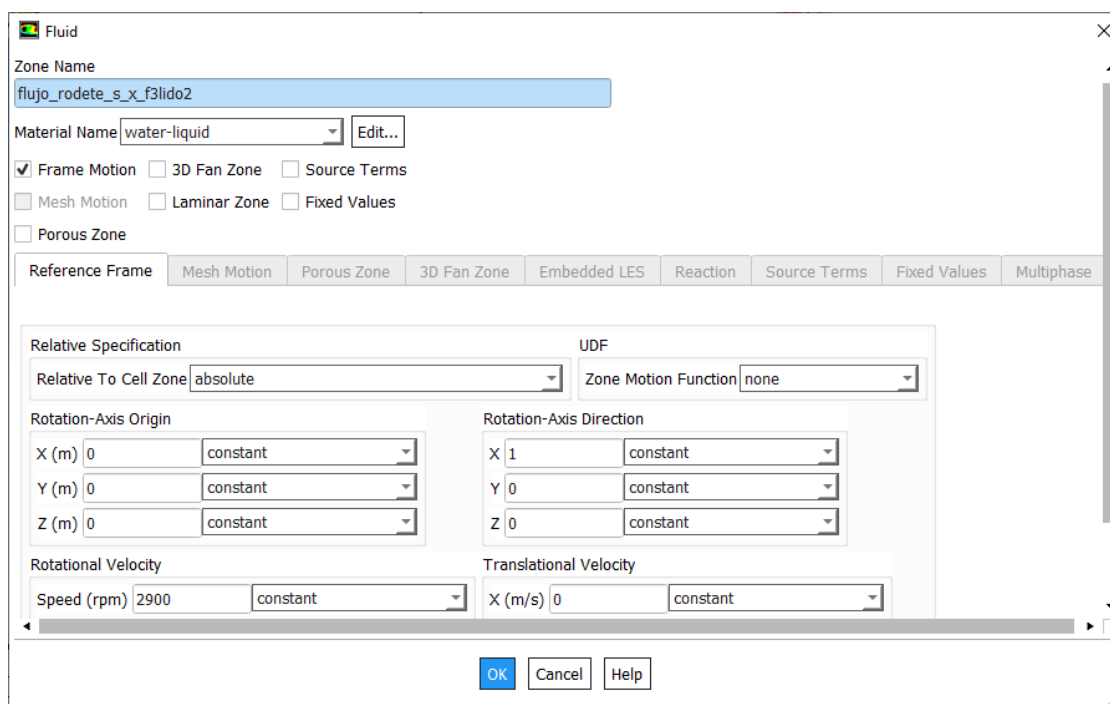


Figura 87 – Rodete Cell Zone Conditions

Para finalizar con la configuración se modificarán las Boundary Conditions para ello se clasificarán en 4 grupos:

- Wall: son las superficies que se comportan con paredes, impenetrables por el fluido.
- Interface: es donde se produce el intercambio del fluido entre distintos cuerpos geométricos.
- Outflow: es la superficie a través de la cual el fluido sale.
- Inflow: es la superficie de entrada del fluido.

Comenzando por las paredes del rodete ("back", "blades" y "front") a parte de definir-las como tipo Wall se deberá habilitar la opción de "Moving Wall" seleccionar el tipo de movimiento, en este caso "Rotational" y cambiar el vector de rotación del (0,0,1) al (1,0,0).

Como estos elementos tienen un movimiento relativo respecto del movimiento del rodete se indicará que su velocidad de rotación es 0 rpm.

Wall

Zone Name  
back

Adjacent Cell Zone  
flujo\_rodete\_s\_x\_f3lido2

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Wall Film Potential

Wall Motion

☐ Stationary Wall  
☒ Moving Wall

Motion

☒ Relative to Adjacent Cell Zone  
☐ Absolute

Speed (rpm) 0 constant

Rotation-Axis Origin

X (m) 0  
Y (m) 0  
Z (m) 0

Rotation-Axis Direction

X 1  
Y 0  
Z 0

Shear Condition

☒ No Slip  
☐ Specified Shear  
☐ Specularity Coefficient  
☐ Marangoni Stress

Wall Roughness

Roughness Models

☒ Standard  
☐ High Roughness (Icing)

Sand-Grain Roughness

Roughness Height (m) 0 constant  
Roughness Constant 0.5 constant

OK Cancel Help

Figura 88 – Condiciones de contorno de las paredes del rodete

Esta configuración no es necesario que se realice elemento por elemento, sino que es posible copiar las condiciones de la configuración entre elementos.

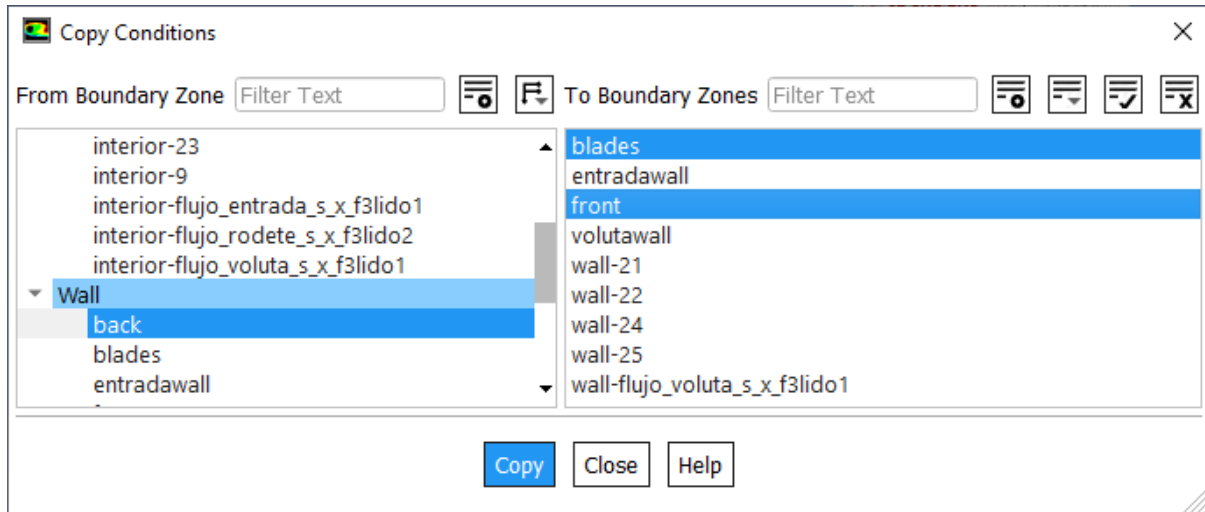


Figura 89 – Función copiar condiciones de contorno

Seguidamente se comprobará que los elementos “entradawall” y “volutawall” están determinados como wall. Para ello haciendo clic derecho sobre cada uno de los elementos y revisando el type se puede visualizar que están definidos predeterminadamente como wall, en caso de no estarlo será necesario cambiarlo.

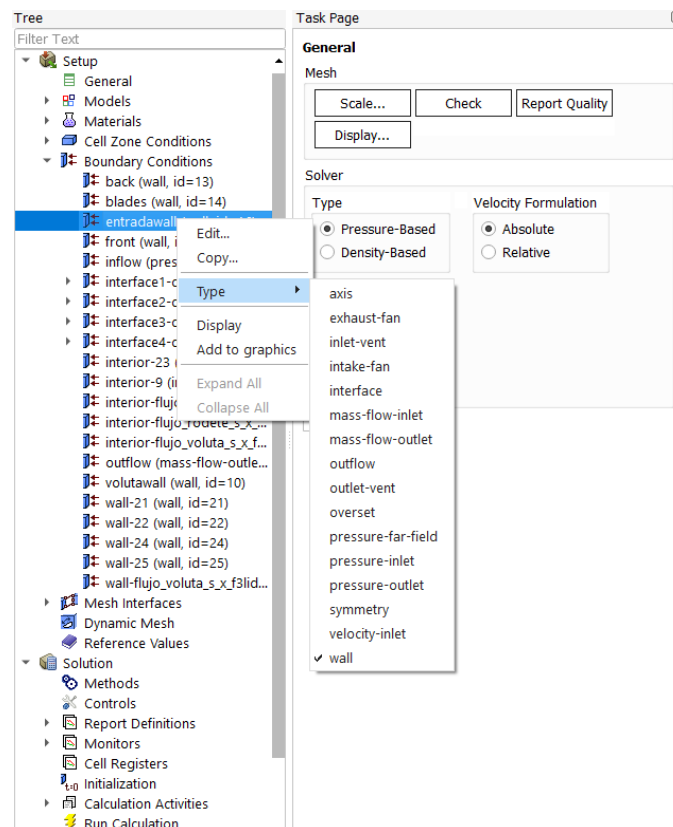


Figura 90 – Condición de contorno “Wall”

A continuación, se introducirán las condiciones de entrada y salida del fluido en los respectivos elementos.

En el caso del flujo de entrada “Inflow” se deberá determinar cómo pressure-inlet. Se indicará que la presión es 0 atm debido a que esta presión es relativa a la presión atmosférica.

Figura 91 – Condiciones de contorno de la superficie de entrada del fluido

En el caso del flujo de salida “Outflow” se determinará como mass-flow-outlet y se indicará el flujo másico correspondiente al número de revoluciones de la simulación, en este caso 63,88 kg/m<sup>3</sup>.

Figura 92 – Condiciones de contorno de la superficie de salida del fluido

Para finalizar este apartado se comprobará que las superficies de intercambio del fluido entre sólidos están determinadas como interfaz, para ello se hará clic derecho en cada uno de los elementos “interface” y se verificará que tiene asignado el tipo interface.

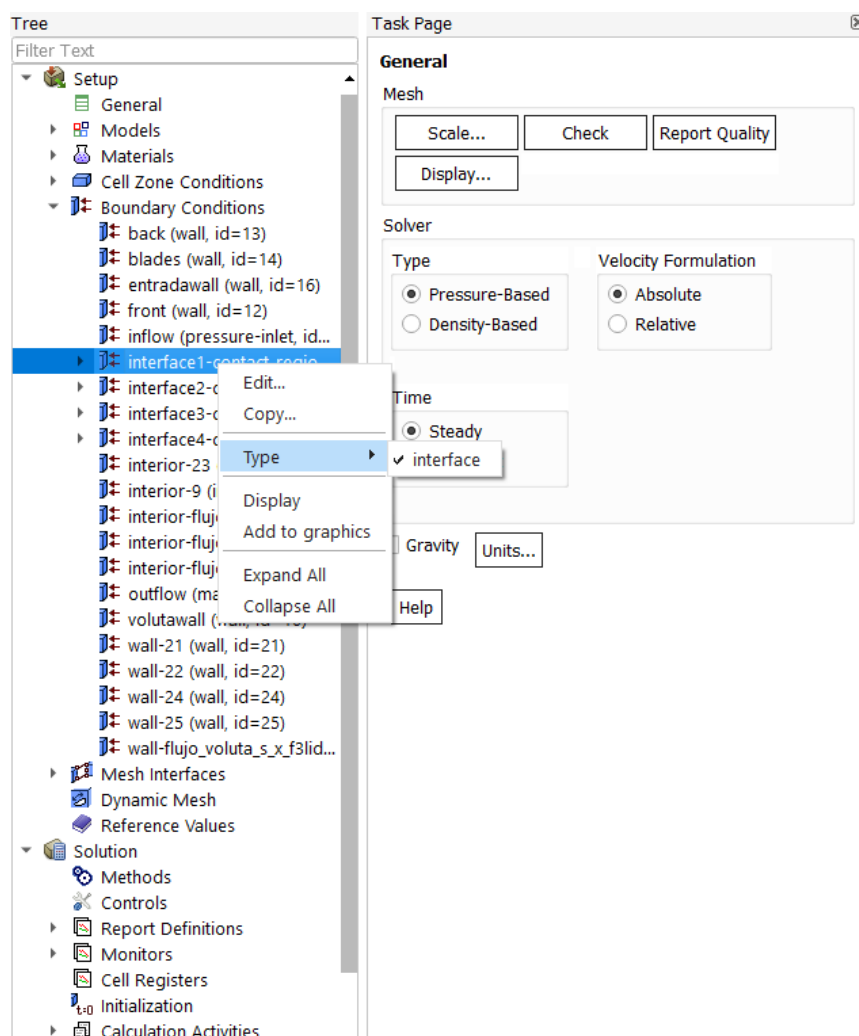


Figura 93 – Condición de contorno intercambio de fluido en superficies

### 10.3.4 RESOLUCIÓN

En este apartado se indicará al software que método de resolución se quiere que use para resolver y todos los datos que se quieren que muestre en tiempo real mientras se realiza la resolución.

En primer lugar, en el apartado de “Methods” se selecciona el esquema tipo “Couple”, en la discretización espacial se seleccionará “Green-Gauss Node Based” y se activarán las opciones de “Pseudo Transient” y “High Order Term Relaxation” de esta forma se obtiene un método de resolución preciso y con gran estabilidad durante las iteraciones.

**Solution Methods**

Pressure-Velocity Coupling

Scheme  
Coupled

Spatial Discretization

Gradient  
Green-Gauss Node Based

Pressure  
Second Order

Momentum  
Second Order Upwind

Turbulent Kinetic Energy  
First Order Upwind

Specific Dissipation Rate  
First Order Upwind

Transient Formulation

☐ Non-Iterative Time Advancement

☐ Frozen Flux Formulation

☒ Pseudo Transient

☐ Warped-Face Gradient Correction

☒ High Order Term Relaxation [Options...](#)

[Default](#)

Figura 94 – Método de resolución

Seguidamente se creará la representación de los datos que se quiere visualizar durante la simulación en este caso la presión de entrada y salida del fluido porque si esta tiene grandes fluctuaciones será muy difícil que converja en una solución óptima.

Para ello se hará clic derecho en “Report Definitions” clic en “New” clic en “Surface Report” y clic en “Mass-Weighted Average”.

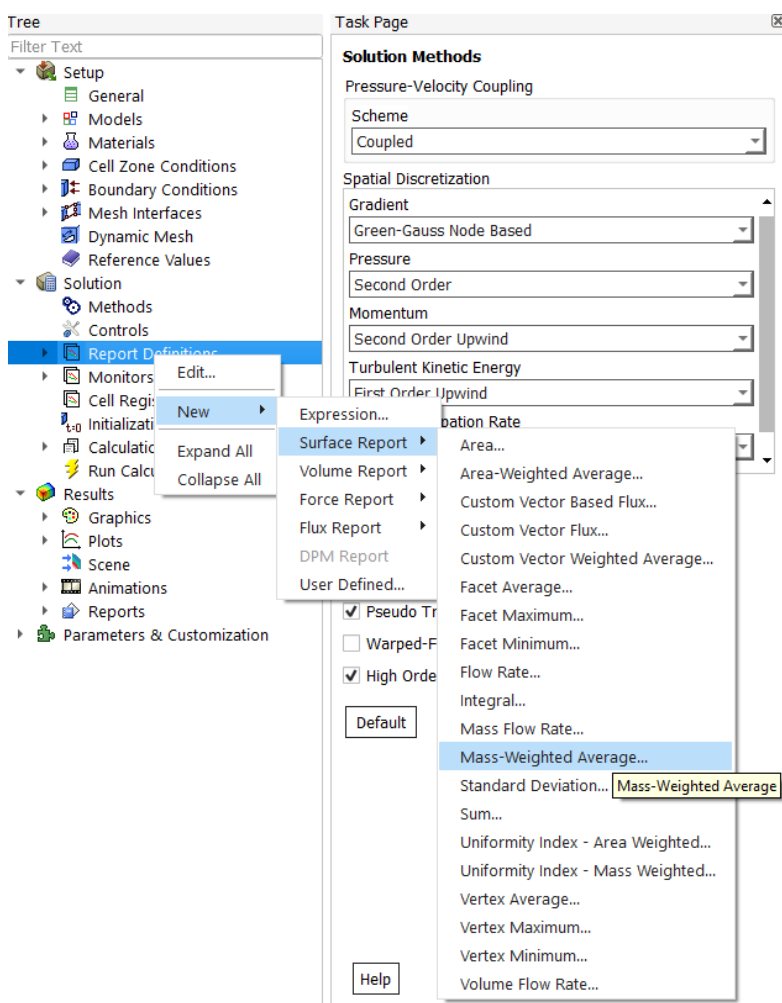


Figura 95 – Selección del tipo de Report

A continuación, se abrirá una ventana en la que se deberá seleccionar la región de entrada del fluido y marcar las opciones de “Report File”, “Report Plot” y “Print to Console”. De esta forma se creará la gráfica en tiempo real que mostrará la presión del fluido a la entrada de la bomba. Se repetirá este mismo proceso con la región de salida del fluido.



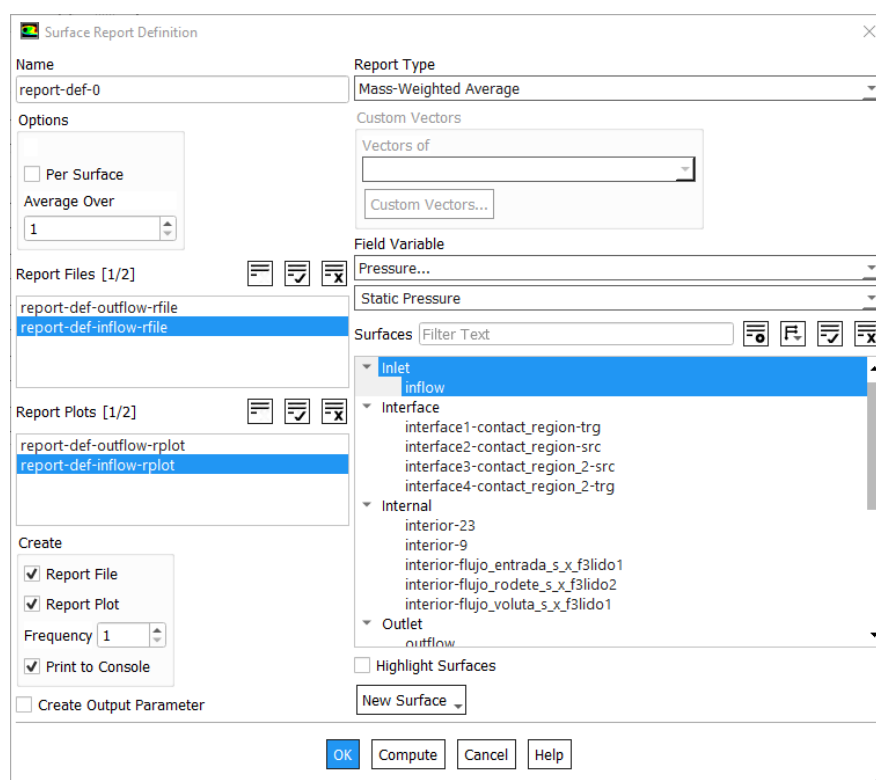


Figura 96 – Configuración del Report en la superficie de entrada

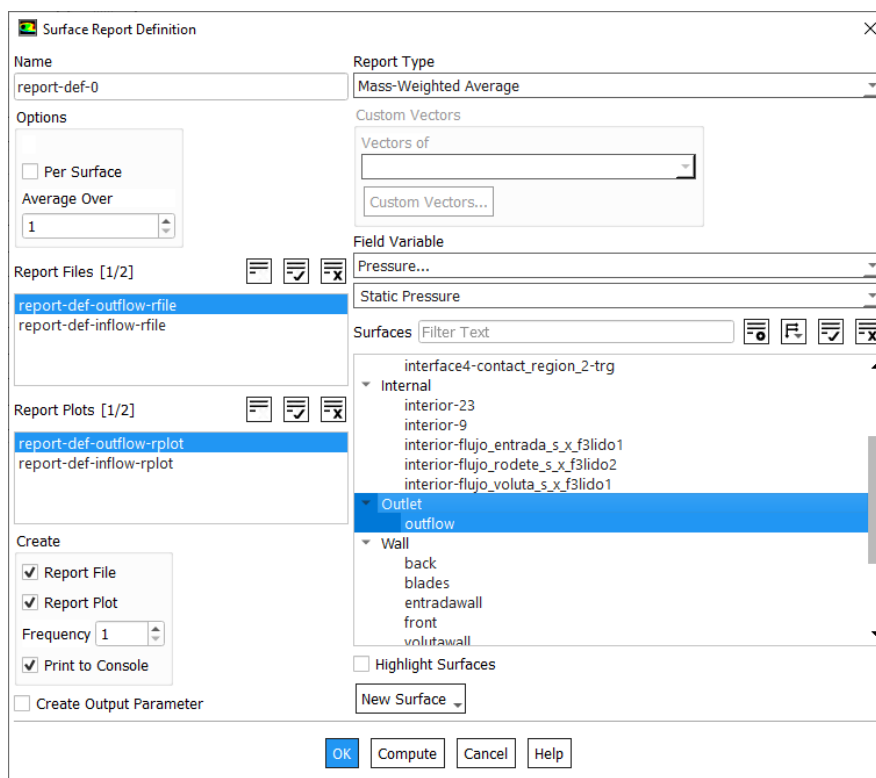


Figura 97 – Configuración del Report en la superficie de salida

Para finalizar se deberá realizar la inicialización de la simulación para que cuando el programar comience a iterar, lo haga desde un punto lógico de esta manera se reducirán el número de iteraciones necesarias para que la solución converja y en consecuencia el tiempo de simulación.

Para ello en la pestaña de “Initialization” se comprobará que esta seleccionada la opción de “Hybrid Initialization” y le daremos clic en Initialize.

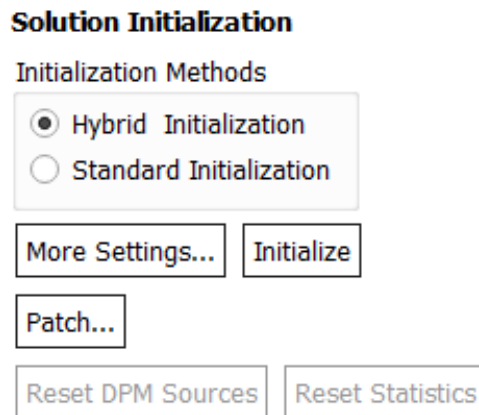


Figura 98 – Método de iniciación híbrido

Se mostrará la siguiente información:

```
Initialize using the hybrid initialization method.

Checking case topology...
-This case has both inlets & outlets
-Pressure information is not available at the boundaries.
Case will be initialized with constant pressure

iter          scalar-0
1             1.000000e+00
2             3.176769e-04
3             5.318727e-05
4             1.633495e-05
5             1.360988e-05
6             6.846957e-06
7             1.385226e-05
8             5.120394e-06
9             8.186706e-06
10            5.842514e-06

Hybrid initialization is done.

Warning: convergence tolerance of 1.000000e-06 not reached
during Hybrid Initialization.
```

Figura 99 – Código de la iniciación híbrida

Seguidamente se realizará una segunda inicialización que proporcionará una mejor resolución inicial, se usará el comando “solve/initialize/fmg-initialization” y cuando el programa pregunte si se quiere habilitar la fmg inicialización le diremos que sí.

```
solve/initialize/fmginitialization
Enable FMG initialization? [no] YES

Creating multigrid levels...
Grid Level 0: 236544 cells, 506935 faces, 56861 nodes; 18 clusters
Grid Level 1: 9261 cells, 172439 faces, 56861 nodes; 18 clusters
Grid Level 1: 9261 cells, 52038 faces, 0 nodes
Grid Level 2: 1731 cells, 122247 faces, 56861 nodes; 18 clusters
Grid Level 2: 1731 cells, 11053 faces, 0 nodes
Grid Level 3: 429 cells, 93004 faces, 56861 nodes; 18 clusters
Grid Level 3: 429 cells, 2793 faces, 0 nodes
Grid Level 4: 117 cells, 70928 faces, 56861 nodes; 18 clusters
Grid Level 4: 117 cells, 716 faces, 0 nodes
Grid Level 5: 34 cells, 51198 faces, 56861 nodes; 18 clusters
Grid Level 5: 34 cells, 202 faces, 0 nodes
Done.

FMG: Converge FAS on level 5

FMG: Converge FAS on level 4

FMG: Converge FAS on level 3

FMG: Converge FAS on level 2

FMG: Converge FAS on level 1
0.
Reversed flow in 1 face on pressure-inlet 15.
->1.->2.->3.->4.->5.<<<<<

FMG: Initialize flow for Segregated solution.. . end
```

*Figura 100 – Código de la segunda iniciación*

Una vez el software ha terminado esta inicialización, se irá a la pestaña de “Run Calculation” se pondrá un factor de tiempo de escala de 0,1 segundos y un número de iteraciones máximo de 10000 y se hará clic en “Calculate”

Cuando el software termina con la simulación se puede observar en la consola que el cálculo se ha completado con éxito y que la solución ha convergido.

```

8396 1.0041e-03 7.7678e-05 7.9578e-05 8.7628e-05 1.9411e-04 1.0116e-04 6.2494e+05 -1.3896e+04 0:21:09 1604
8397 1.0037e-03 7.7663e-05 7.9561e-05 8.7619e-05 1.9411e-04 1.0115e-04 6.2494e+05 -1.3897e+04 0:22:15 1603
8398 1.0033e-03 7.7649e-05 7.9545e-05 8.7609e-05 1.9411e-04 1.0114e-04 6.2494e+05 -1.3897e+04 0:17:47 1602
8399 1.0027e-03 7.7636e-05 7.9528e-05 8.7599e-05 1.9411e-04 1.0111e-04 6.2494e+05 -1.3897e+04 0:19:33 1601
8400 1.0021e-03 7.7623e-05 7.9512e-05 8.7589e-05 1.9411e-04 1.0109e-04 6.2495e+05 -1.3897e+04 0:20:58 1600
8401 1.0015e-03 7.7609e-05 7.9497e-05 8.7580e-05 1.9411e-04 1.0106e-04 6.2495e+05 -1.3898e+04 0:22:06 1599
8402 1.0011e-03 7.7594e-05 7.9481e-05 8.7569e-05 1.9410e-04 1.0104e-04 6.2495e+05 -1.3898e+04 0:17:40 1598
8403 1.0005e-03 7.7579e-05 7.9466e-05 8.7558e-05 1.9410e-04 1.0104e-04 6.2495e+05 -1.3898e+04 0:19:27 1597
8404 1.0000e-03 7.7566e-05 7.9451e-05 8.7548e-05 1.9409e-04 1.0103e-04 6.2495e+05 -1.3898e+04 0:20:52 1596

iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity k omega report-def report-def time/iter
! 8405 solution is converged
8405 9.9961e-04 7.7553e-05 7.9436e-05 8.7538e-05 1.9409e-04 1.0102e-04 6.2496e+05 -1.3899e+04 0:22:00 1595
Registering ReportDefFiles, ("C:\Users\User\Desktop\TFG\Simulacion\BombaCentrifuga2900rpm_files\dp0\FFF\Fluent\report-def-outflow-rfile.out"
Writing data to C:\Users\User\Desktop\TFG\Simulacion\BombaCentrifuga2900rpm_files\dp0\FFF\Fluent\FFF.1.ip ...
x-coord
y-coord
z-coord
pressure
x-velocity
y-velocity
z-velocity
k
omega
hyb_init=0
hyb_init=1
Done.

Calculation complete.

```

Figura 101 – Código resultado de la simulación

También se puede observar que se han necesitado 8405 iteraciones para que la solución converja.

El software mostrará tres graficas:

1. Representación de la convergencia de los elementos residuales.

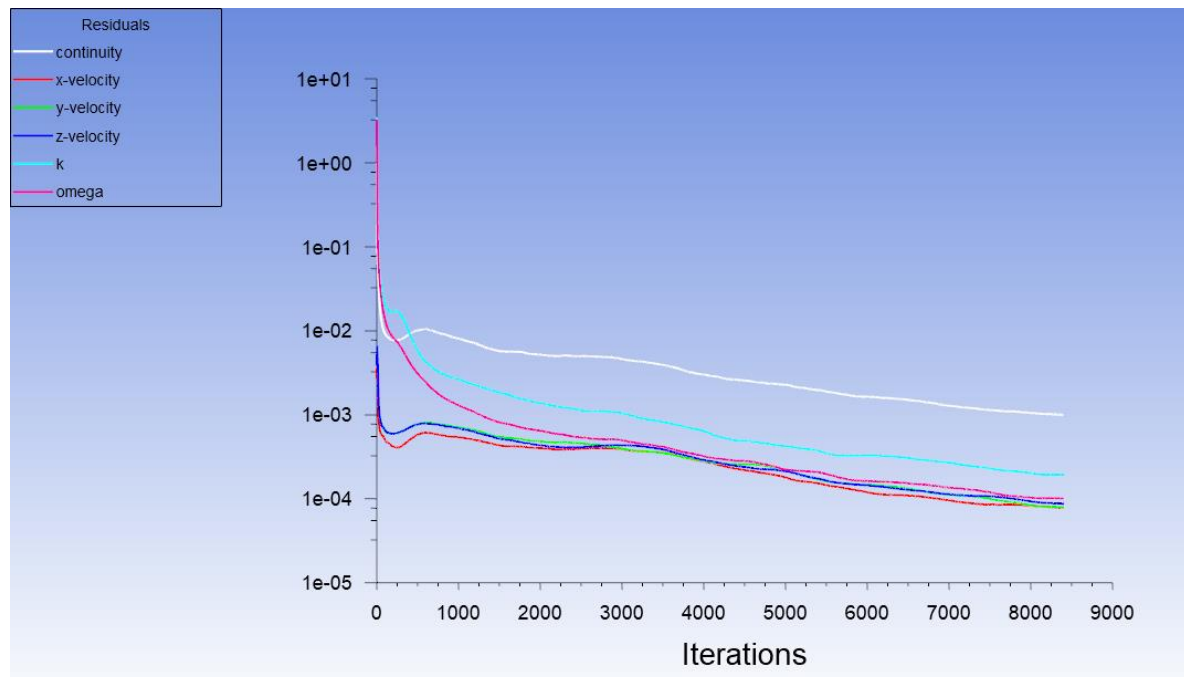
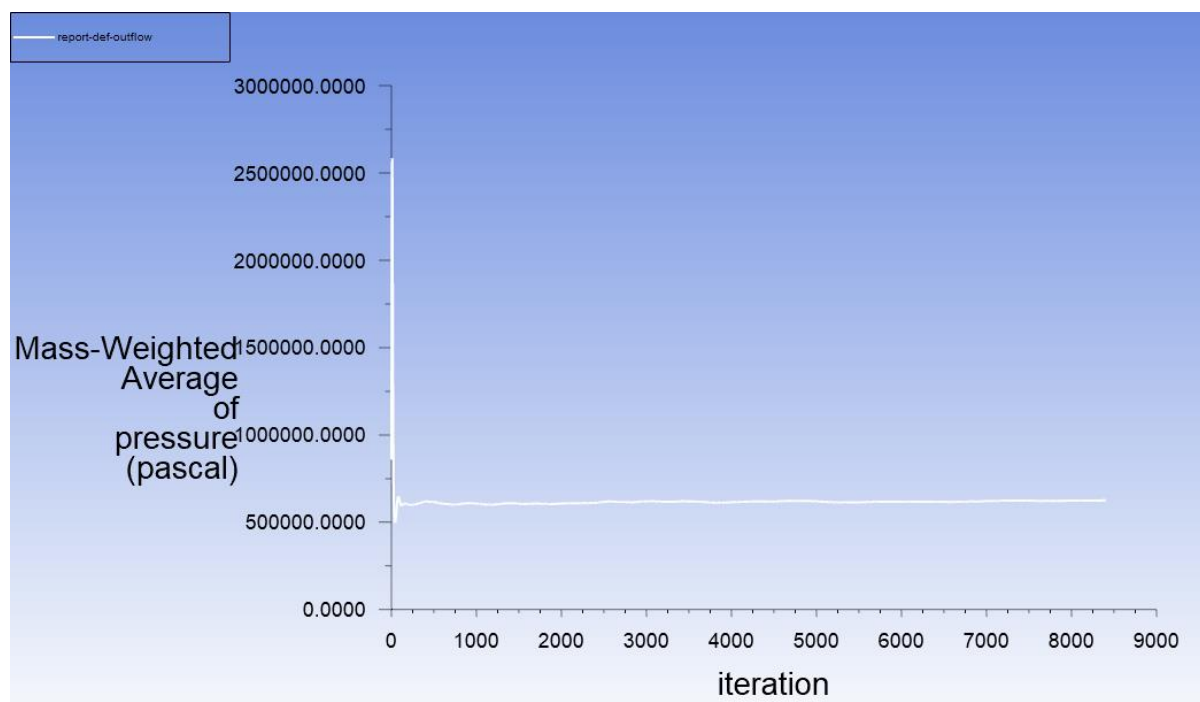
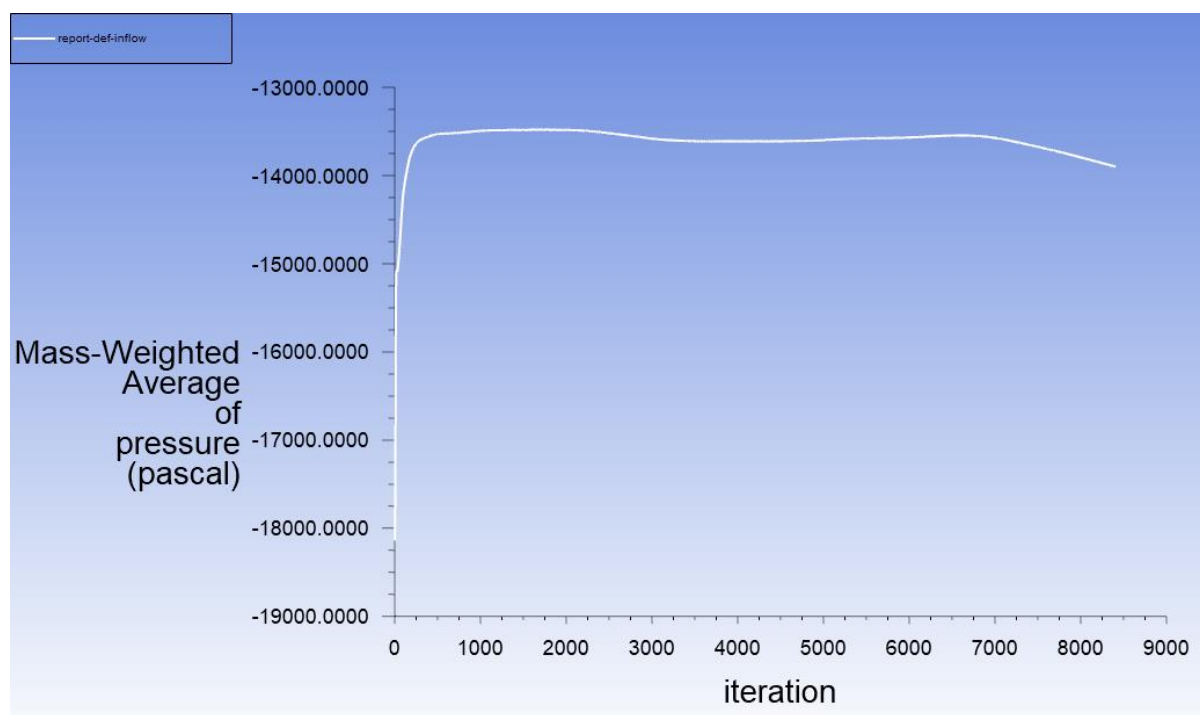


Figura 102 – Elementos residuales

## 2. Representación de la presión del flujo a la salida de la voluta

*Figura 103 – Report del flujo de salida*

## 3. Representación de la presión del flujo a la entrada del rodete

*Figura 104 – Report del flujo de entrada*

### 10.3.4 RESULTADOS

Una vez se ha finalizado el cálculo de la simulación se podrán mostrar los resultados obtenidos de distintas formas. Para empezar, se hará clic en “Results” y se mostrará la distribución de presiones del fluido en el plano medio de la voluta.

Para poder conseguir esto primero será necesario la creación de un plano en el plano YZ que se encuentre en el plano medio de la voluta. Para crear este plano se deberá hacer clic en “Location” y después clic en “Plane”.

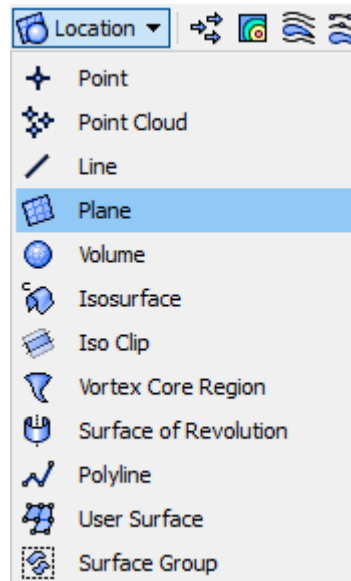


Figura 105 – Selección de la operación plano

Seguidamente se deberán rellenar la cota del plano respecto del eje X

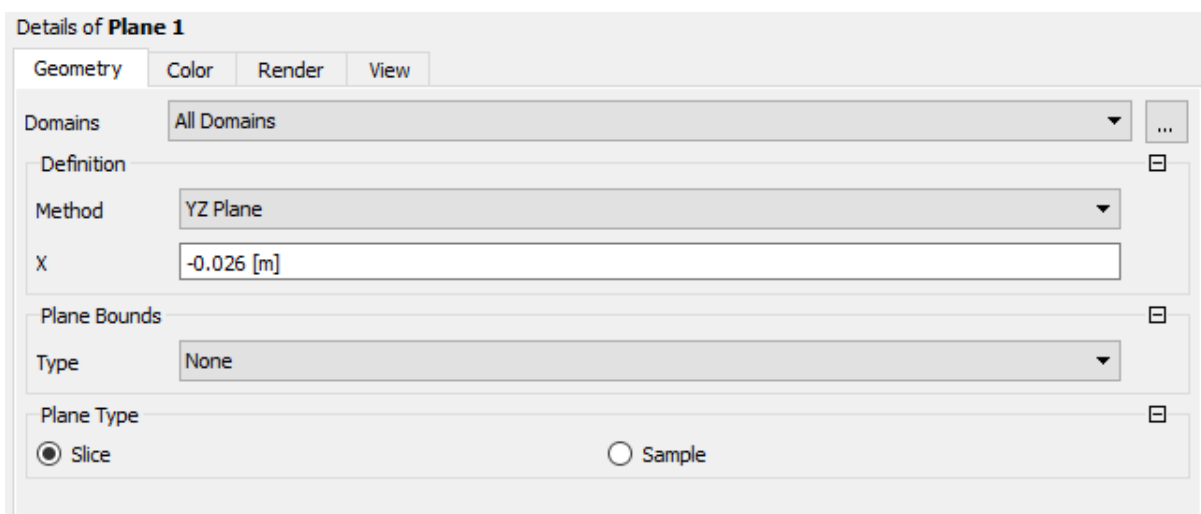


Figura 106 – Configuración de la geometría plano

Posteriormente se hará clic en la pestaña de "Color" y se seleccionará el modo "Variable", en variable se seleccionará "Pressure", rango "Global" y por último el mapa de color "Rainbow".

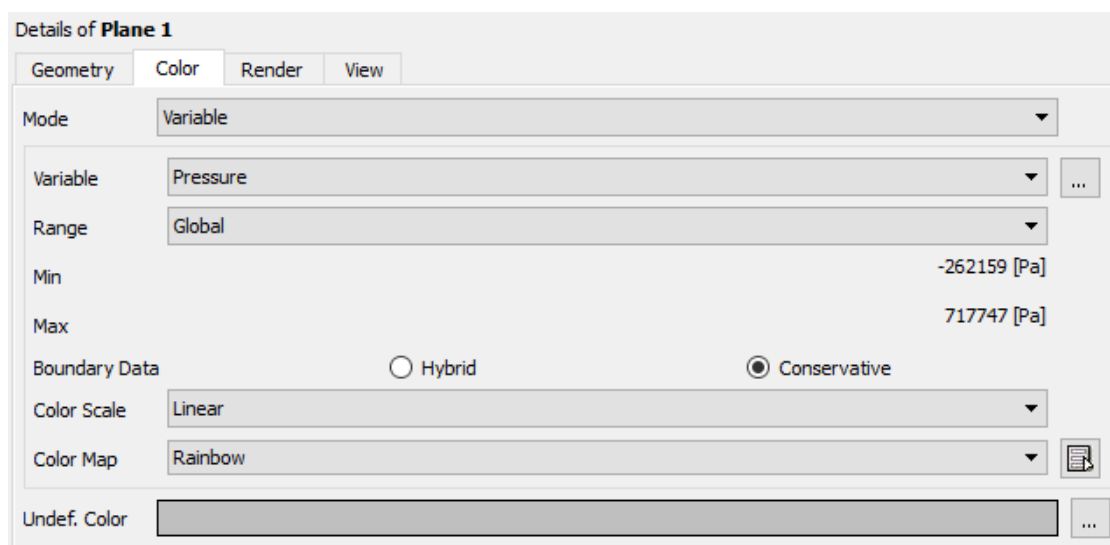


Figura 107 – Configuración de la escala del plano

Se obtendrá el siguiente resultado:

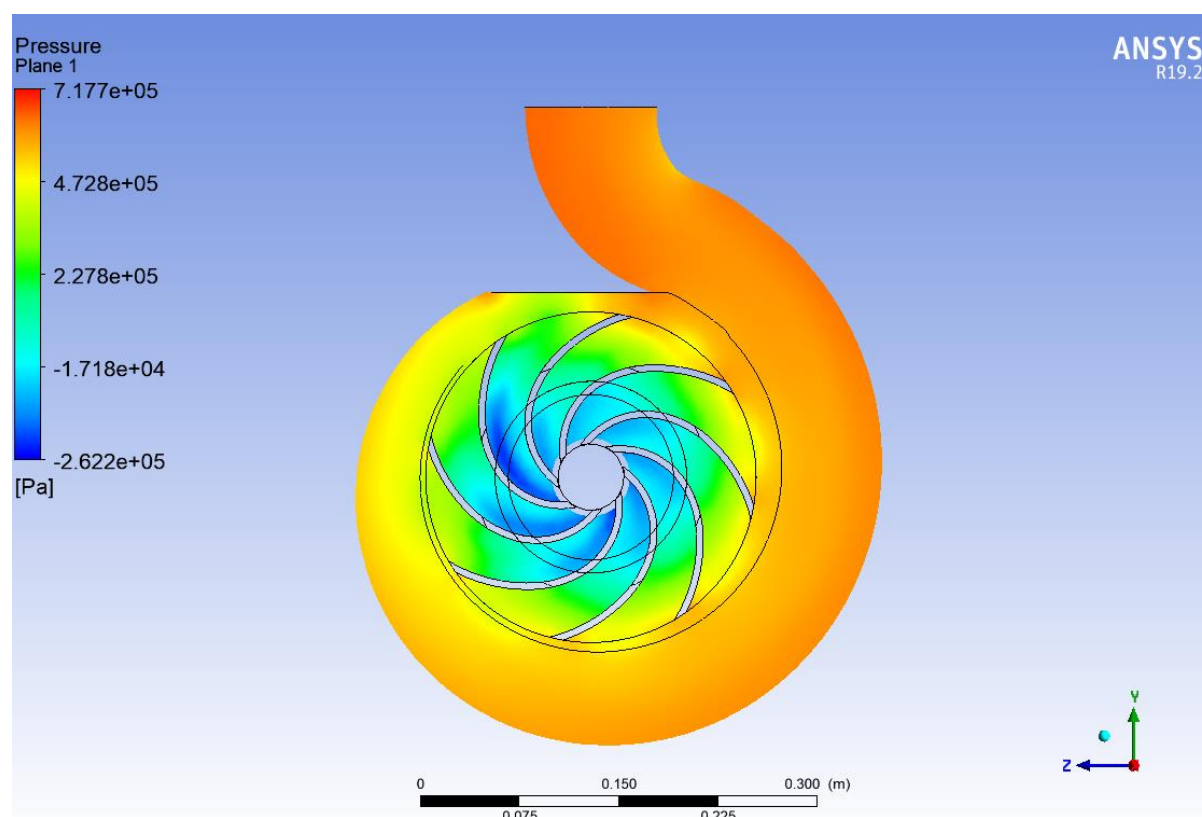


Figura 108 – Representación de la presión del fluido en el plano medio

También se puede representar la velocidad del fluido durante su recorrido por el rodete y la voluta. Para ello, de forma análoga al proceso anterior, pero con la herramienta “Vector” se seleccionará la localización de los flujos y en la pestaña de “Color” como anteriormente se seleccionará la escala de “Rainbow”

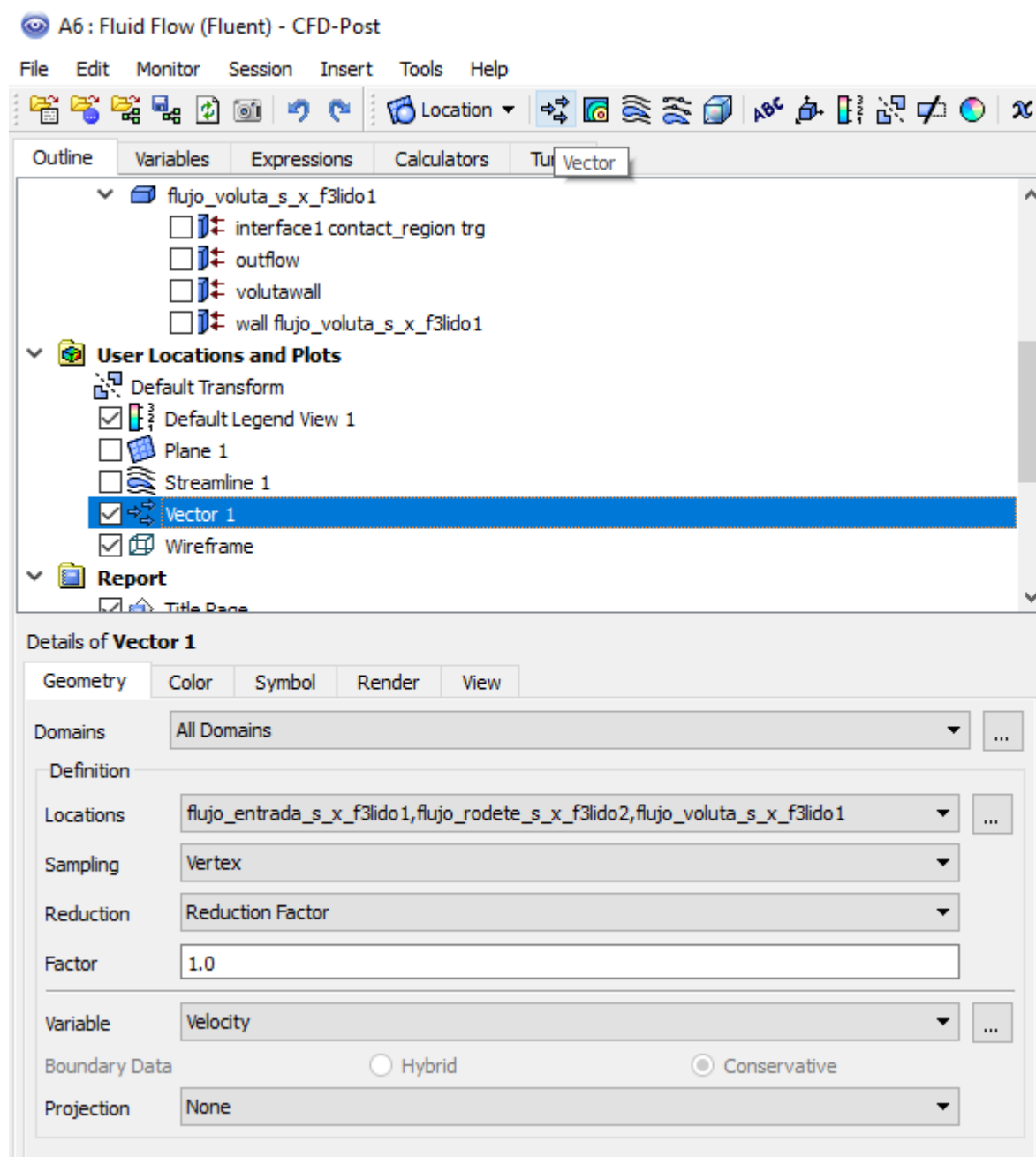
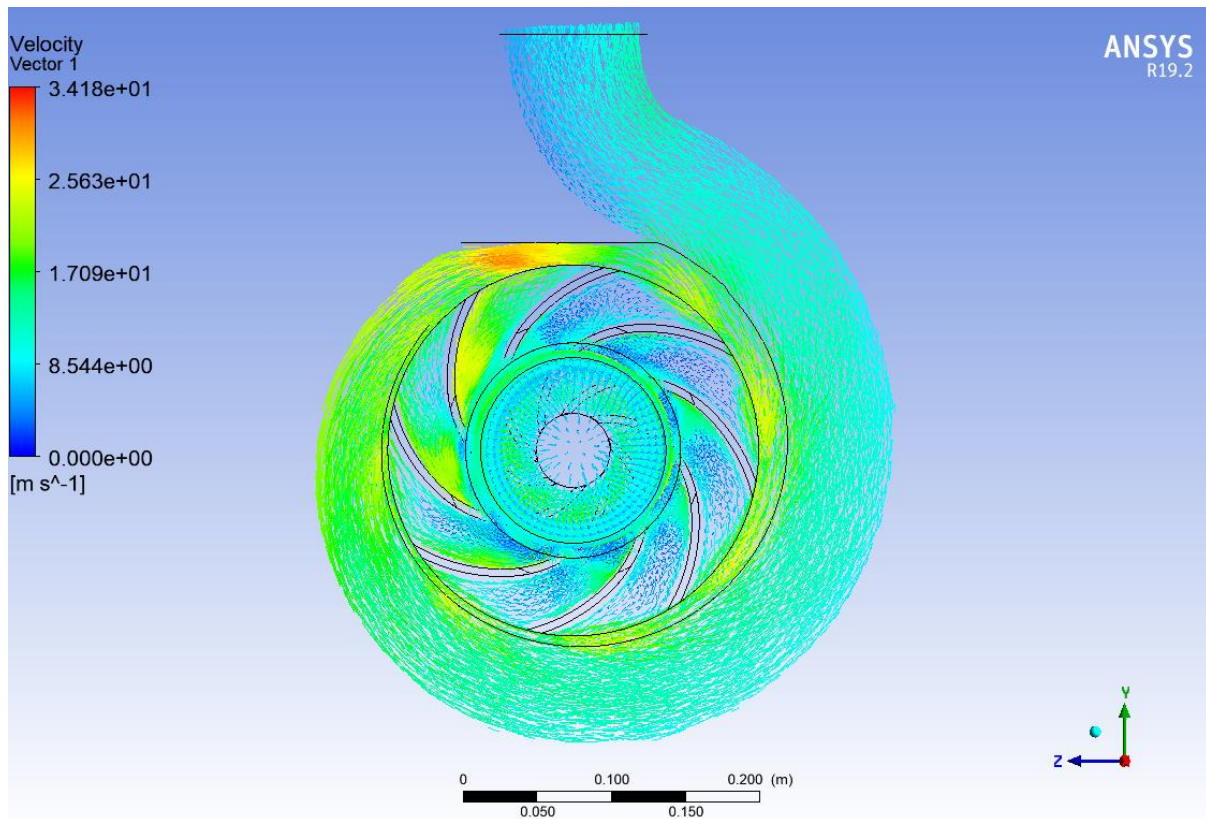


Figura 109 – Configuración de los vectores velocidad del fluido



Se obtendrá el siguiente resultado:



*Figura 110 – Representación de los vectores velocidad del fluido*

A continuación, se debe comprobar cuál es la altura que suministra la bomba mediante los datos obtenidos en la simulación. Para ello se obtendrán los valores de presión y velocidad del fluido a la entrada y salida de la bomba.

Se hará clic en “Reports”, “Surface integrals” y se seleccionará la tipo “Mass-Weighted Average”, se elegirá la opción de “Pressure” o “Velocity” y se aplicará la superficie de salida y entrada.

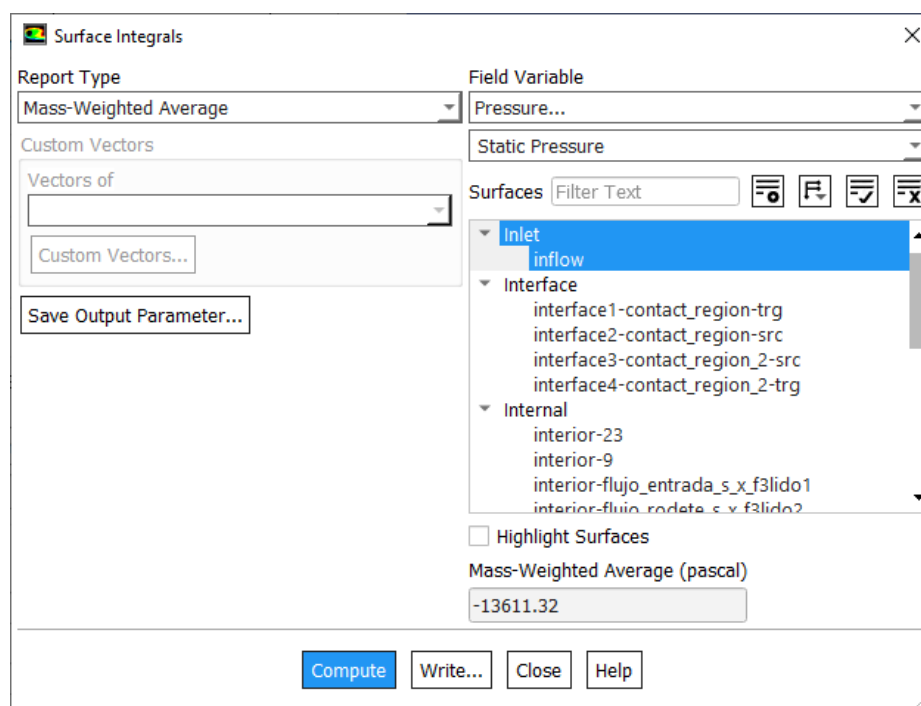


Figura 111 – Calculo de la presión en la superficie de entrada

La presión de entrada tendrá un valor de: -13611,32 Pa

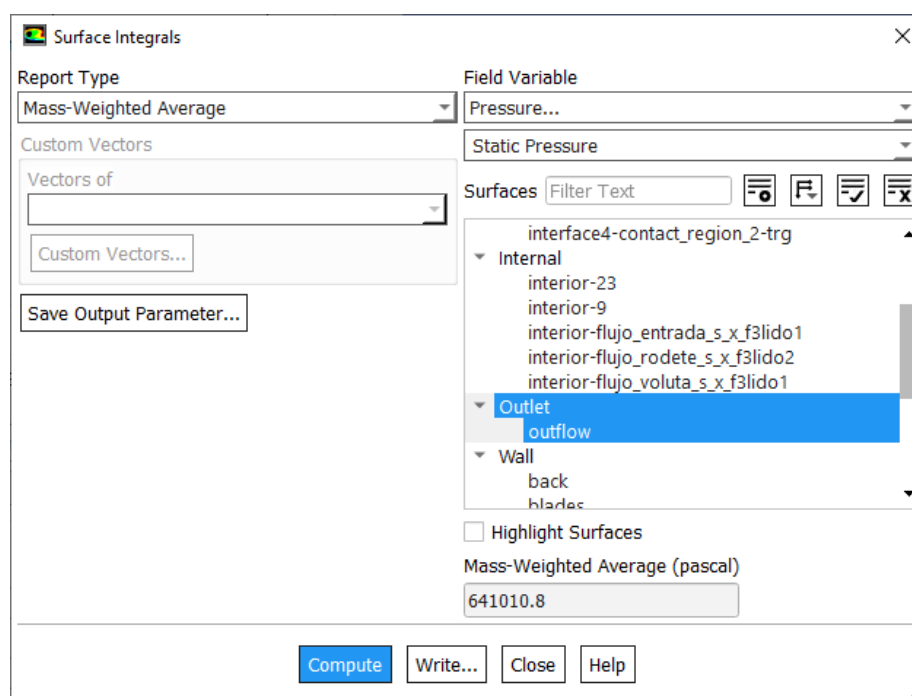


Figura 112 – Calculo de la presión en la superficie de salida

La presión de salida tendrá un valor de: 641010,8 Pa

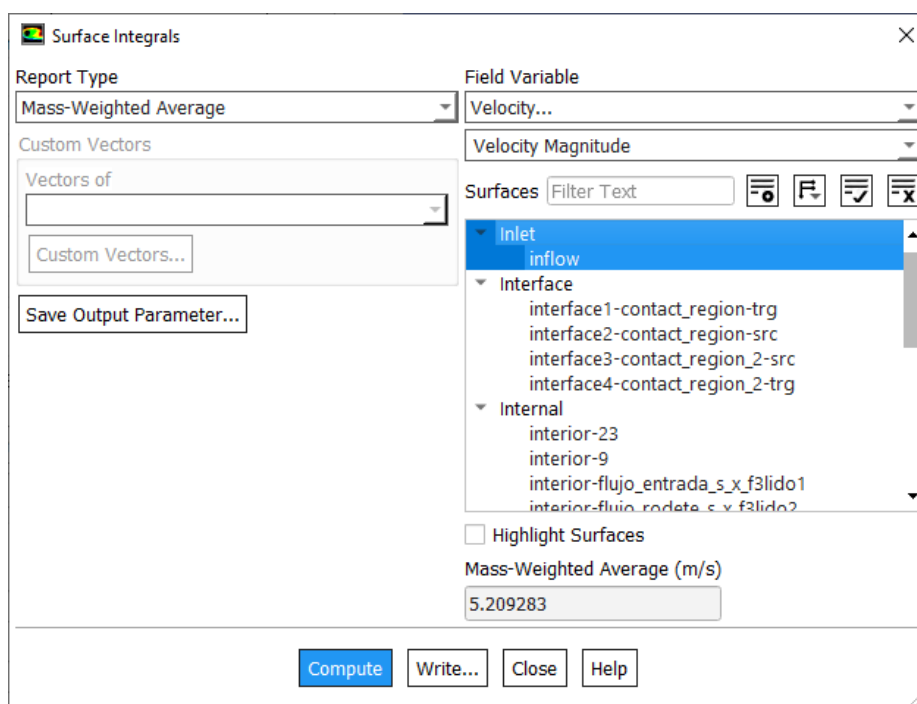


Figura 113 – Calculo de la velocidad en la superficie de entrada

La velocidad de entrada del fluido tendrá un valor de: 5,209283 m/s

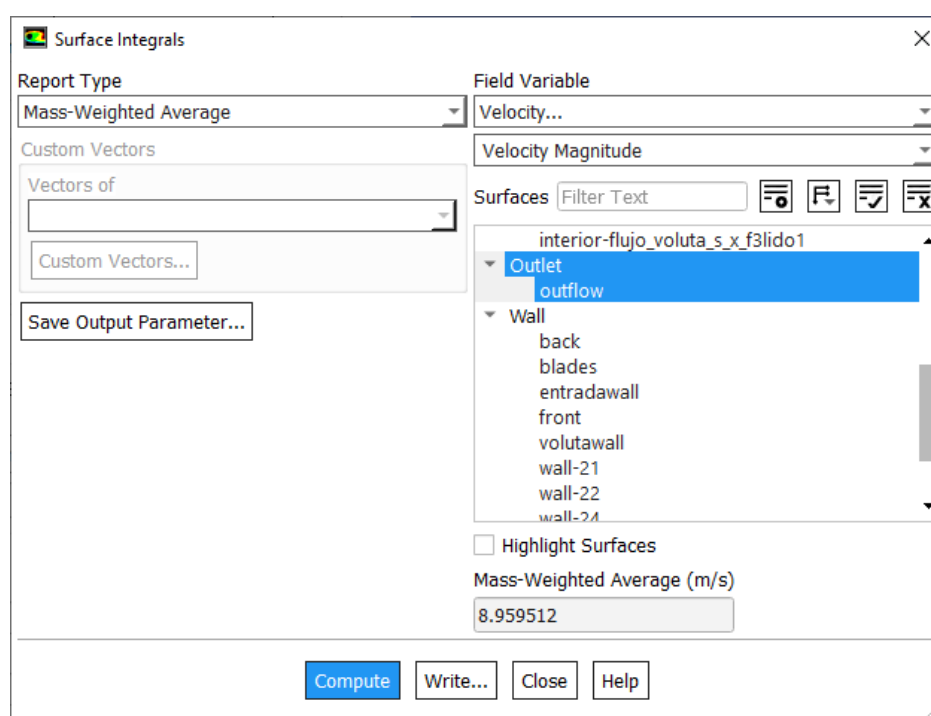


Figura 114 – Calculo de la velocidad en la superficie de salida

La velocidad de salida del fluido tendrá un valor de 8,959512 m/s

Aplicando el teorema de Bernoulli, se puede obtener la altura útil que es capaz de proporcionar la bomba trabajando en estas condiciones.

$$z_A + \frac{v_A^2}{2 * g} + \frac{P_A}{d} + H_{añadida} - H_{perdida} = z_B + \frac{v_B^2}{2 * g} + \frac{P_B}{d}$$

$$H_{añadida} - H_{perdida} = H_{util}$$

Como la diferencia de cotas entre  $z_A$  y  $z_B$  es muy pequeña (0,28m) se puede despreciar para simplificar aún más la expresión, quedando de la siguiente forma:

$$H_{util} = \frac{v_B^2 - v_A^2}{2 * g} + \frac{P_B - P_A}{d}$$

Sustituyendo valores:

$$H_{util} = \frac{8,96^2 - 5,21^2}{2 * 9,81} + \frac{641010,8 - (-13611,32)}{9800}$$

$$\mathbf{H_{util} = 69,50 \text{ m}}$$

## 11. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

Para obtener las curvas características del prototipo se debe comprobar la altura que es capaz de suministrar la bomba a un número específico de revoluciones variando el flujo másico, es por ello por lo que se van a realizar 10 simulaciones para cada velocidad de giro.

Para reducir el tiempo de cálculo se procederá con la realización de una malla menos densa, se pasará de una resolución de 7 que proporcionaba 56861 nodos a una malla de resolución 4 que proporciona 16945 nodos de esta forma se reducirá el tiempo de simulación de 4h a 1h.

Se comprobará la precisión de la nueva malla realizando la simulación para el caso inicial (2900 rpm y 63,88 kg/s)

Si se aplica Bernoulli a los datos obtenidos con la nueva malla se obtendrán el siguiente resultado:

$$H_{util} = \frac{8,44^2 - 5,18^2}{2 * 9,81} + \frac{635788,3 - (-13451,58)}{9800}$$

$$H_{util} = 68,51 \text{ m}$$

Comparando este resultado con el anterior obtenido se puede ver una reducción de la altura proporcionada por la bomba que es debido a la precisión de la malla que se ha visto reducida en un valor de:

$$Precision = \frac{69,5 - 68,5}{69,5}$$

Esta reducción de precisión es asumible teniendo en cuenta la reducción del tiempo entre simulaciones, es por ello por lo que para realizar los siguientes estudios se utilizará malla de resolución 4 y 16945 nodos.

### 11.1 CURVA CARACTERÍSTICA A 2900 RPM

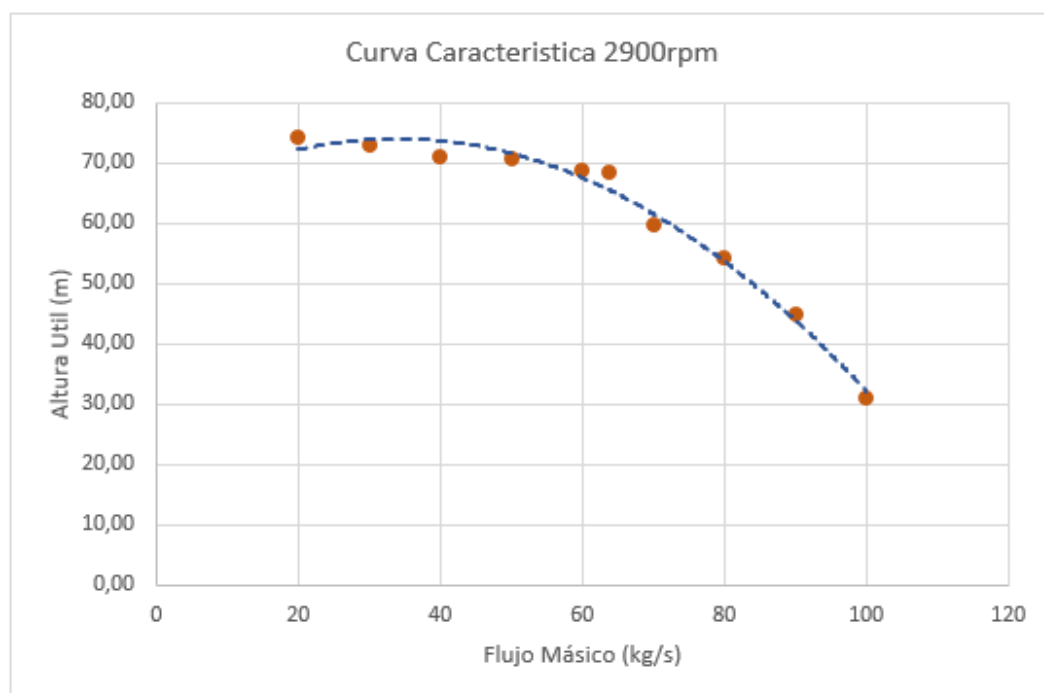
Para obtener la siguiente curva característica se han realizado 10 simulaciones a 2900 rpm variando el flujo másico desde 20 kg/s hasta 100 kg/s de 10 en 10 kg/s y añadiendo la simulación inicial con el flujo de 63,88 kg/s

Los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones serán:

Flujo Másico kg/s	Presión salida Pa	Presión entrada Pa	Velocidad salida m/s	Velocidad entrada m/s	Altura Útil m
100	201912,2	-32902,05	14,2521	8,114747	30,96
90	359435,3	-26650,54	12,62294	7,303295	44,80
80	473257	-21056,94	10,77337	6,491767	54,21
70	542711	-16122,62	9,210698	5,680368	59,70
63,88	635788,3	-13451,58	8,443074	5,18388	68,51
60	642229,6	-11907,22	7,934257	4,868242	68,75
50	670658	-11657,52	6,962112	5,390257	70,61
40	688759,5	-10.657	5,261493	5,82396	71,05
30	717376,5	-9.857	3,908713	6,393428	72,90
20	735384,3	-7.950	2,608621	6,402348	74,11

*Tabla 1 – Valores simulaciones a 2900 rpm para diferentes flujos másicos*

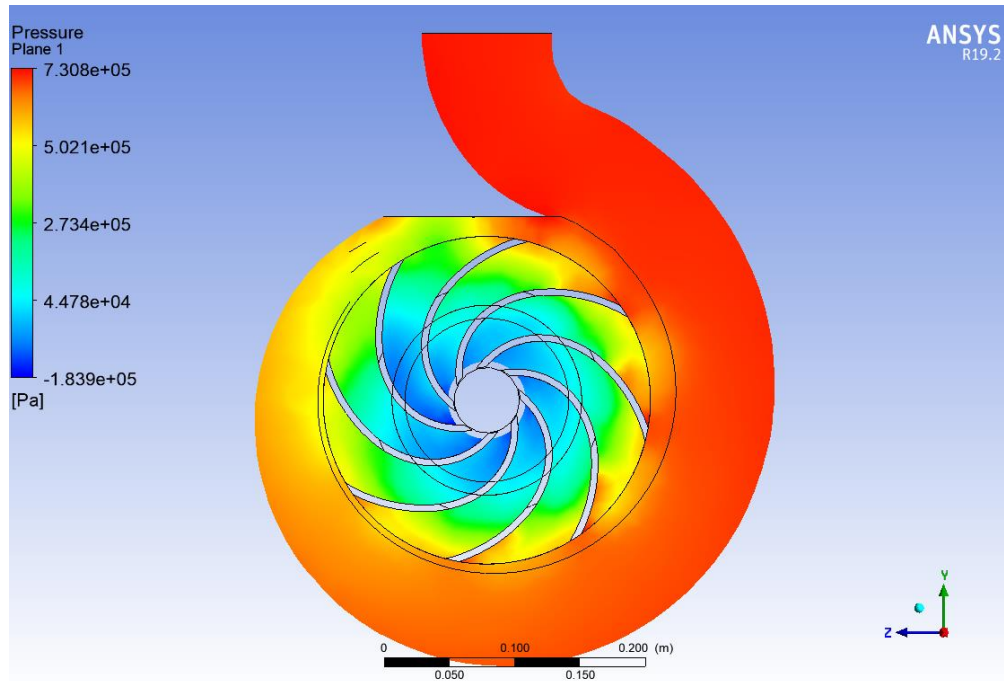
Representando estos resultados mediante una gráfica con el flujo másico en el eje de abscisas y la altura útil en el eje de ordenadas se obtendrá la curva característica a 2900 rpm.



*Figura 115 – Curva característica prototipo a 2900 rpm*

Como se puede observar en la gráfica a medida que el caudal va aumentando la altura que es capaz de suministrar la bomba va disminuyendo, esto es debido a como se distribuye el fluido por el interior de la voluta y a la capacidad de evacuación del fluido que ésta posee.

Como se puede observar en las siguientes imágenes, la distribución de presiones a lo largo del recorrido del fluido varía dependiendo del caudal que suministre la bomba.



*Figura 116 – Distribución de presión con un flujo másico de 30 kg/s a 2900 rpm*

Se observa que la distribución de presiones alcanza los valores máximos en la parte final del recorrido de la voluta, pero al inicio del recorrido se observa una carencia de presión lo que es indicador de que puede admitir un flujo másico mayor sin disminuir significativamente la altura proporcionada.

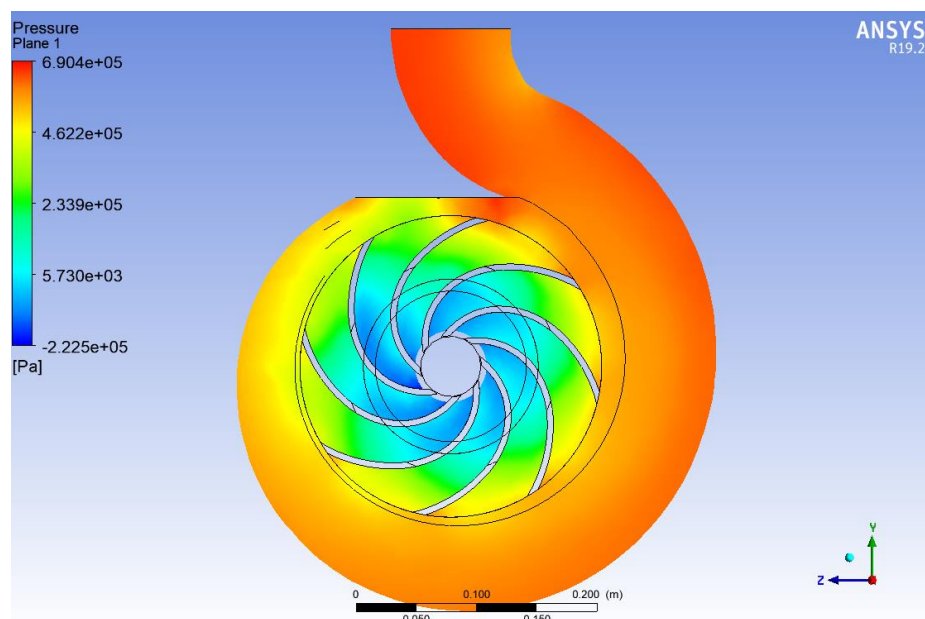


Figura 117 – Distribución de presión con un flujo másico de 63,88 kg/s a 2900 rpm

En este caso el flujo másico se corresponde con el punto óptimo de funcionamiento de la máquina para este número de revoluciones y se puede observar una distribución de presiones más uniforme a lo largo de la voluta.

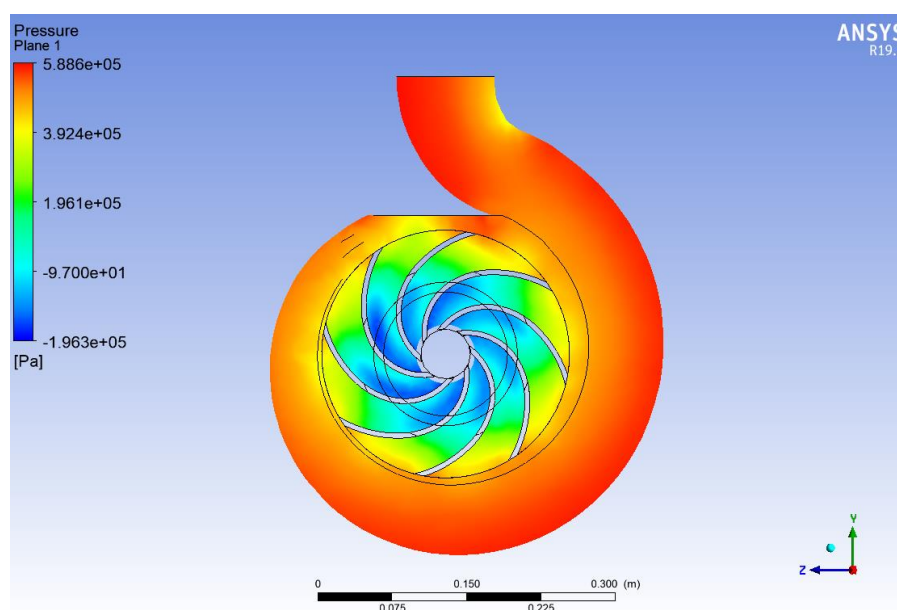


Figura 118 – Distribución de presión con un flujo másico de 90 kg/s a 2900 rpm

Si se aplica un flujo másico superior al del punto óptimo de trabajo se observa un exceso de presión del fluido sobre las paredes de la voluta.



## 11.2 CURVA CARACTERÍSTICA A 1450 RPM

Para obtener la siguiente curva característica se han realizado 10 simulaciones a 1450 rpm variando el flujo másico desde 20 kg/s hasta 65 kg/s de 5 en 5 kg/s y añadiendo la simulación del punto óptimo de trabajo con el flujo de 47,22 kg/s

Los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones serán:

Flujo Másico kg/s	Presión salida Pa	Presión entrada Pa	Velocidad salida m/s	Velocidad entrada m/s	Altura Útil m
65	51907,61	-13903,75	9,153371	5,274752	9,57
60	77830,87	-11846,42	8,430861	4,868964	11,57
55	104552,7	-9953,464	7,732204	4,463143	13,72
50	122175,2	-8225,514	6,773547	4,057373	14,81
47,22	130844,5	-7336,117	6,303483	3,83176	15,38
45	135937,5	-6662,343	5,944656	3,651605	15,67
40	145713,2	-5264,332	5,238363	3,245888	16,27
35	156421,1	-4030,938	4,622906	2,840203	17,05
30	158901,9	-2977,009	4,434981	2,434963	17,22
20	172244,3	-2642,085	2,647715	2,882349	17,78

Tabla 2 – Valores simulaciones a 1450 rpm para diferentes flujos másicos

Representando estos resultados mediante una gráfica con el flujo másico en el eje de abscisas y la altura útil en el eje de ordenadas se obtendrá la curva característica a 1450 rpm.

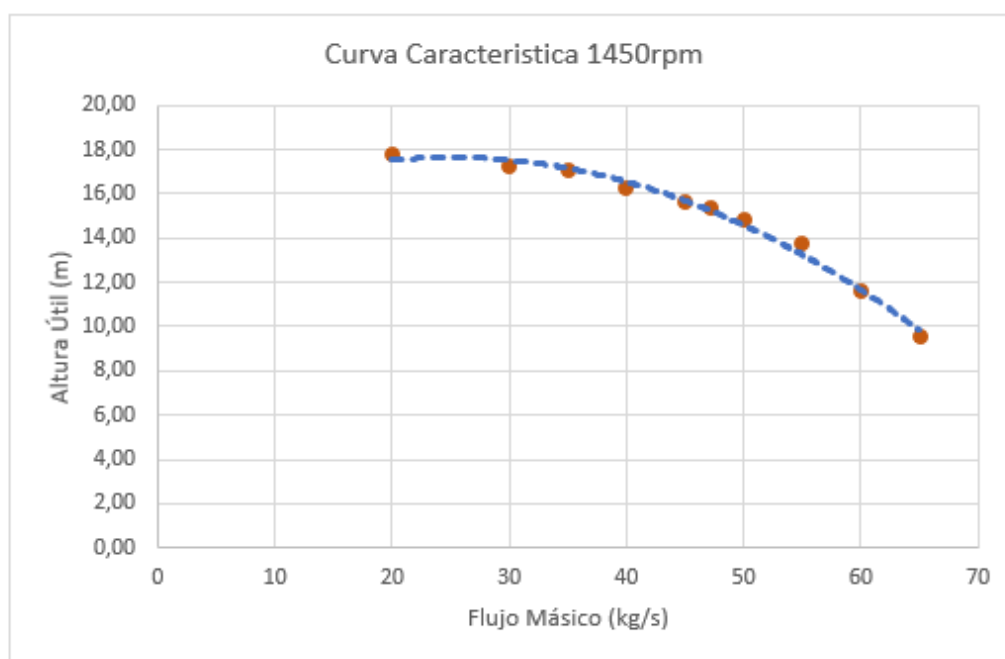


Figura 119 – Curva característica prototipo a 1450 rpm

Como se puede observar en la gráfica a medida que el caudal va aumentando la altura que es capaz de suministrar la bomba va disminuyendo como en el caso anterior y, si se observa la distribución de presiones, ocurre lo mismo.

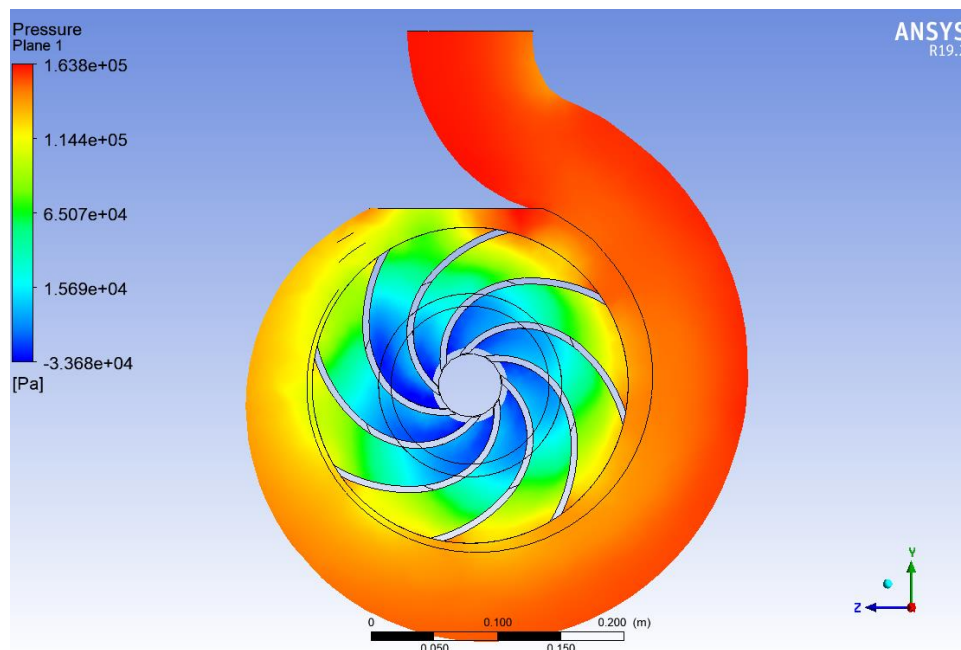


Figura 120 – Distribución de presión con un flujo másico de 30 kg/s a 1450rpm

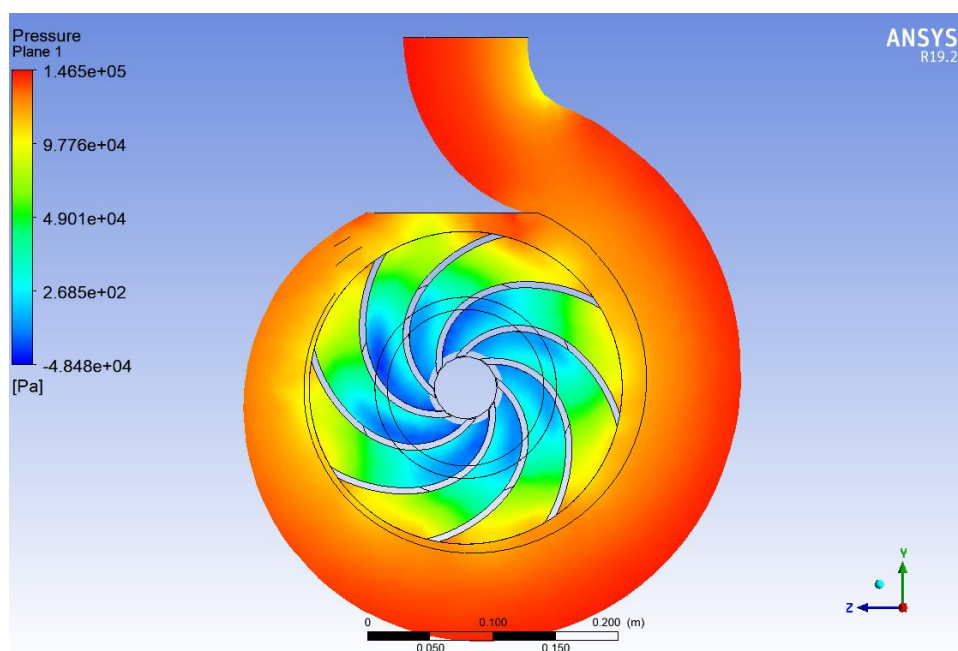


Figura 121 – Distribución de presión con un flujo másico de 45 kg/s a 1450rpm

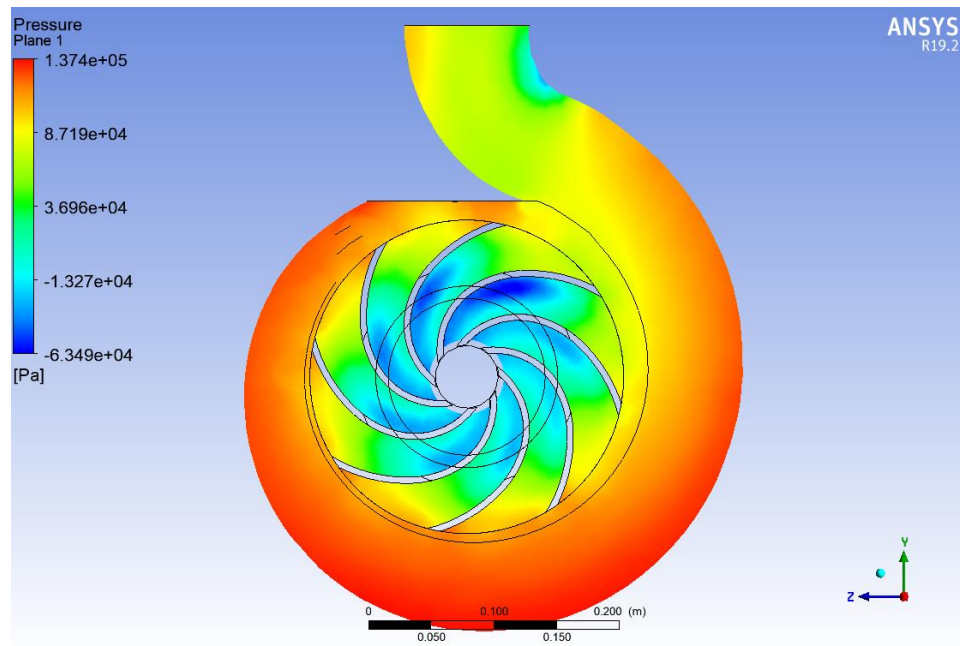


Figura 122 – Distribución de presión con un flujo másico de 60 kg/s a 1450rpm

## 12. INCREMENTO DEL ÁNGULO DE SALIDA $\beta_2$

En este apartado se va a comprobar qué ocurre cuando el ángulo de salida  $\beta_2$  del rodete se modifica. Para ello partiendo del rodete base que tenía un ángulo de salida  $\beta_2 = 28$  grados se realizarán 5 rodetes adicionales variando el ángulo  $\beta_2$  desde 12 hasta 32 grados con un incremento de 4 en 4 grados.

Una vez se tienen todos los bocetos se procederá análogamente a crear los rodetes y posteriormente los flujos de fluido correspondiente a dichos rodetes, el flujo de voluta y el de la entrada se mantienen los utilizados para la primera simulación.

Se deberá desarrollar todos los pasos vistos previamente en los capítulos 10.2 y 10.3 para realizar la simulación de cada rodete y obtener los resultados, se mantendrán los parámetros de la primera simulación, es decir, resolución de la malla nivel 7, flujo másico 63,88 kg/s y una velocidad de giro de 2900 rpm. Una vez se tienen los resultados aplicando Bernoulli se obtendrá la altura útil que proporciona cada rodete.

A continuación, se muestran los álabes modificados con el ángulo de salida  $\beta_2$  correspondiente y los resultados obtenidos

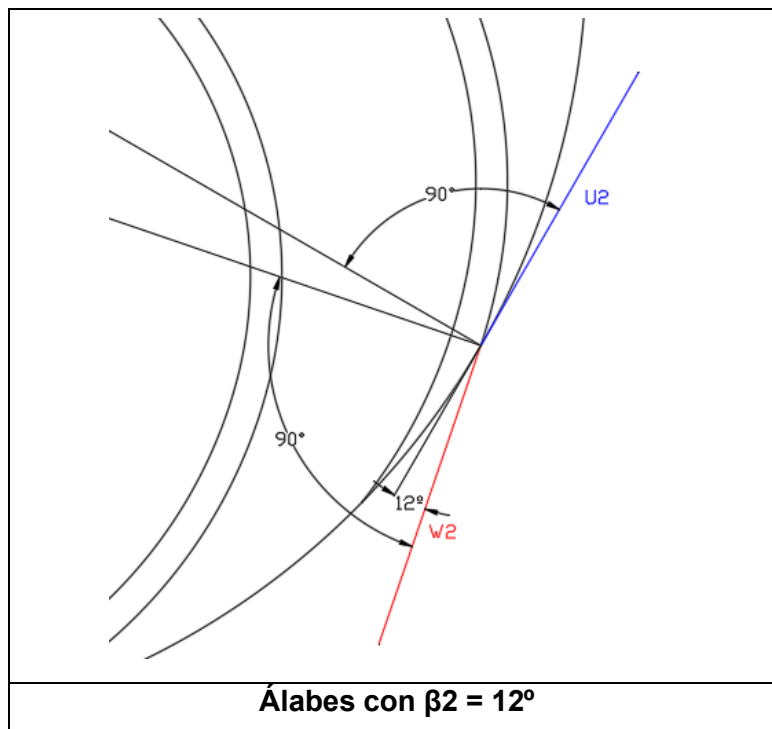


Figura 123 – Ángulo  $\beta_2$  de valor 12 grados

Los resultados obtenidos son:

- Presión de salida: 570245,6 Pa
- Presión de entrada: -13426,83 Pa
- Velocidad de salida: 8,487903 m/s
- Velocidad de entrada: 6,467183 m/s

Aplicando Bernoulli:

$$H_{util} = \frac{8,49^2 - 6,47^2}{2 * 9,81} + \frac{570245,6 - (-13426,83)}{9800}$$

$$H_{util} = 61,10 \text{ m}$$

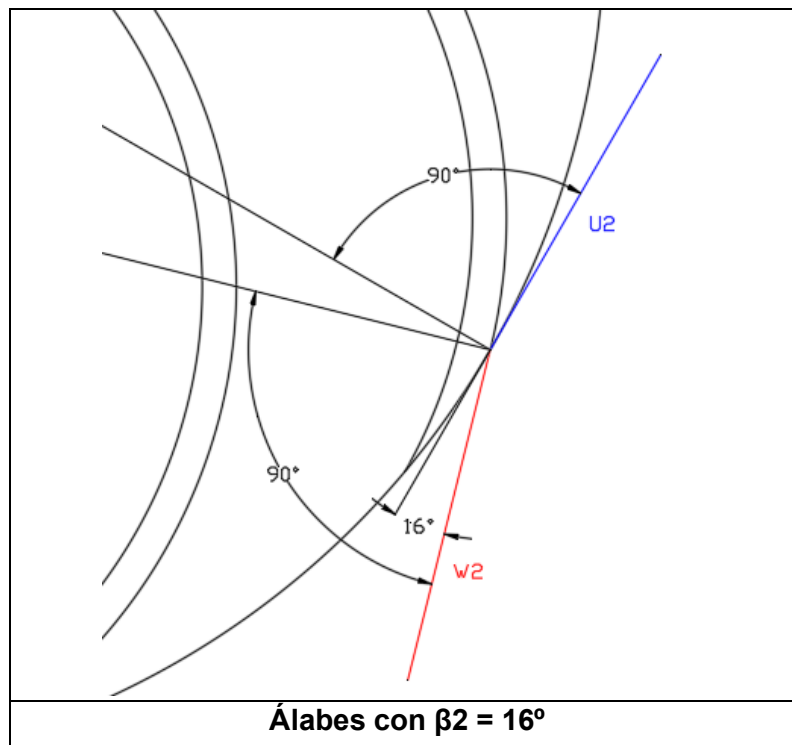


Figura 124 – Ángulo  $\beta_2$  de valor 16 grados

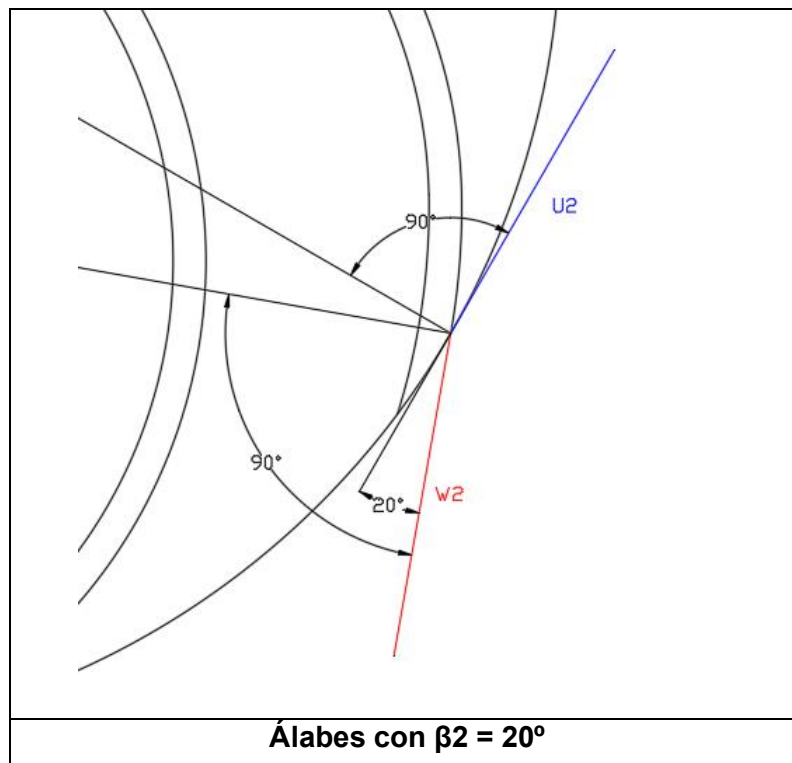
Los resultados obtenidos son:

- Presión de salida: 612857,6 Pa
- Presión de entrada: -13419,55 Pa
- Velocidad de salida: 8,393067 m/s
- Velocidad de entrada: 5,181614 m/s

Aplicando Bernoulli:

$$H_{util} = \frac{8,39^2 - 5,18^2}{2 * 9,81} + \frac{612857,6 - (-13419,55)}{9800}$$

$$H_{util} = 66,13 \text{ m}$$



*Figura 125 – Ángulo  $\beta_2$  de valor 20 grados*

Los resultados obtenidos son:

- Presión de salida: 620817,7 Pa
- Presión de entrada: -13423,04 Pa
- Velocidad de salida: 8,549005 m/s
- Velocidad de entrada: 5,183645 m/s

Aplicando Bernoulli:

$$H_{util} = \frac{8,55^2 - 5,18^2}{2 * 9,81} + \frac{620817,7 - (-13423,04)}{9800}$$

$$\mathbf{H_{util} = 67,07 \text{ m}}$$

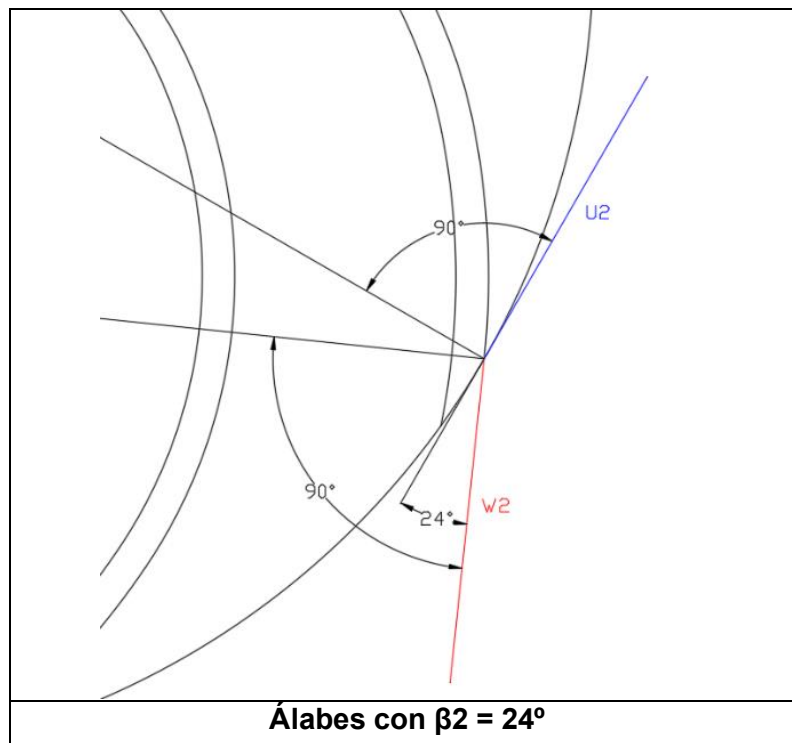


Figura 126 – Ángulo  $\beta_2$  de valor 24 grados

Los resultados obtenidos son:

- Presión de salida: 630130,8 Pa
- Presión de entrada: -13418,85 Pa
- Velocidad de salida: 8,517941 m/s
- Velocidad de entrada: 5,182984 m/s

Aplicando Bernoulli:

$$H_{util} = \frac{8,52^2 - 5,18^2}{2 * 9,81} + \frac{630130,8 - (-13418,85)}{9800}$$

$$H_{util} = 68,00 \text{ m}$$



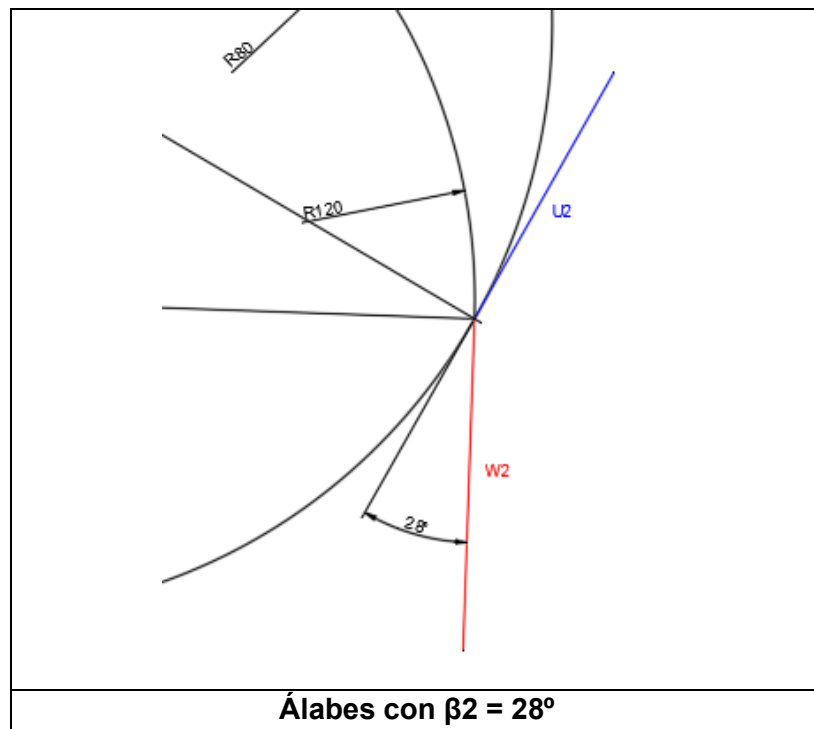


Figura 127 – Ángulo  $\beta_2$  de valor 28 grados

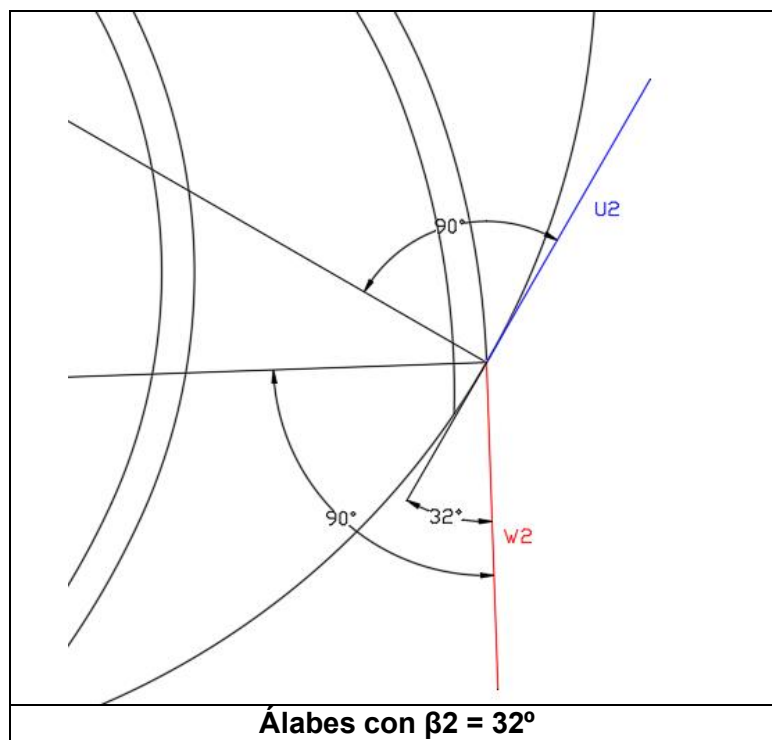
Los resultados obtenidos son:

- Presión de salida: 641010,8 Pa
- Presión de entrada: -13611,32 Pa
- Velocidad de salida: 8,959512 m/s
- Velocidad de entrada: 5,209283 m/s

Aplicando Bernoulli:

$$H_{util} = \frac{8,96^2 - 5,21^2}{2 * 9,81} + \frac{641010,8 - (-13611,32)}{9800}$$

$$H_{util} = 69,51 \text{ m}$$



*Figura 128 – Ángulo  $\beta_2$  de valor 32 grados*

Los resultados obtenidos son:

- Presión de salida: 653010,6 Pa
- Presión de entrada: -13434,81 Pa
- Velocidad de salida: 8,348711 m/s
- Velocidad de entrada: 5,183661 m/s

Aplicando Bernoulli:

$$H_{util} = \frac{8,35^2 - 5,18^2}{2 * 9,81} + \frac{653010,6 - (-13434,81)}{9800}$$

$$\mathbf{H_{util} = 70,19 \text{ m}}$$

Se agruparán los resultados obtenidos en una tabla para su mejor visualización

Ángulo $\beta_2$ grados	Presión salida Pa	Presión entrada Pa	Velocidad salida m/s	Velocidad entrada m/s	Altura Útil m
32	653010,6	-13434,81	8,348711	5,183661	70,19
28	641010,8	-13611,32	8,959512	5,209283	69,51
24	630130,8	-13418,85	8,517941	5,182984	68,00
20	620817,7	-13423,04	8,549005	5,183645	67,07
16	612857,6	-13419,55	8,393067	5,181614	66,13
12	570245,6	-13426,83	8,487903	6,467183	61,10

Tabla 3 – Resultados obtenido con variación de  $\beta_2$

Representando estos resultados mediante una gráfica con el flujo másico en el eje de abscisas y la altura útil en el eje de ordenadas se obtendrá la siguiente curva:

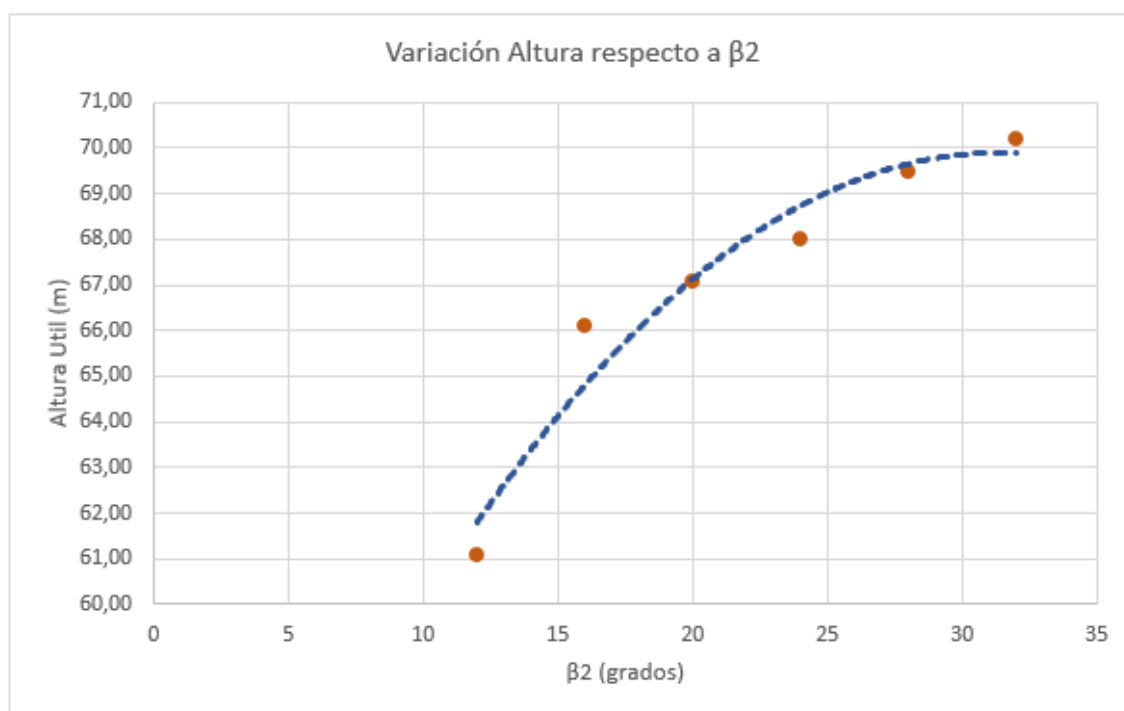


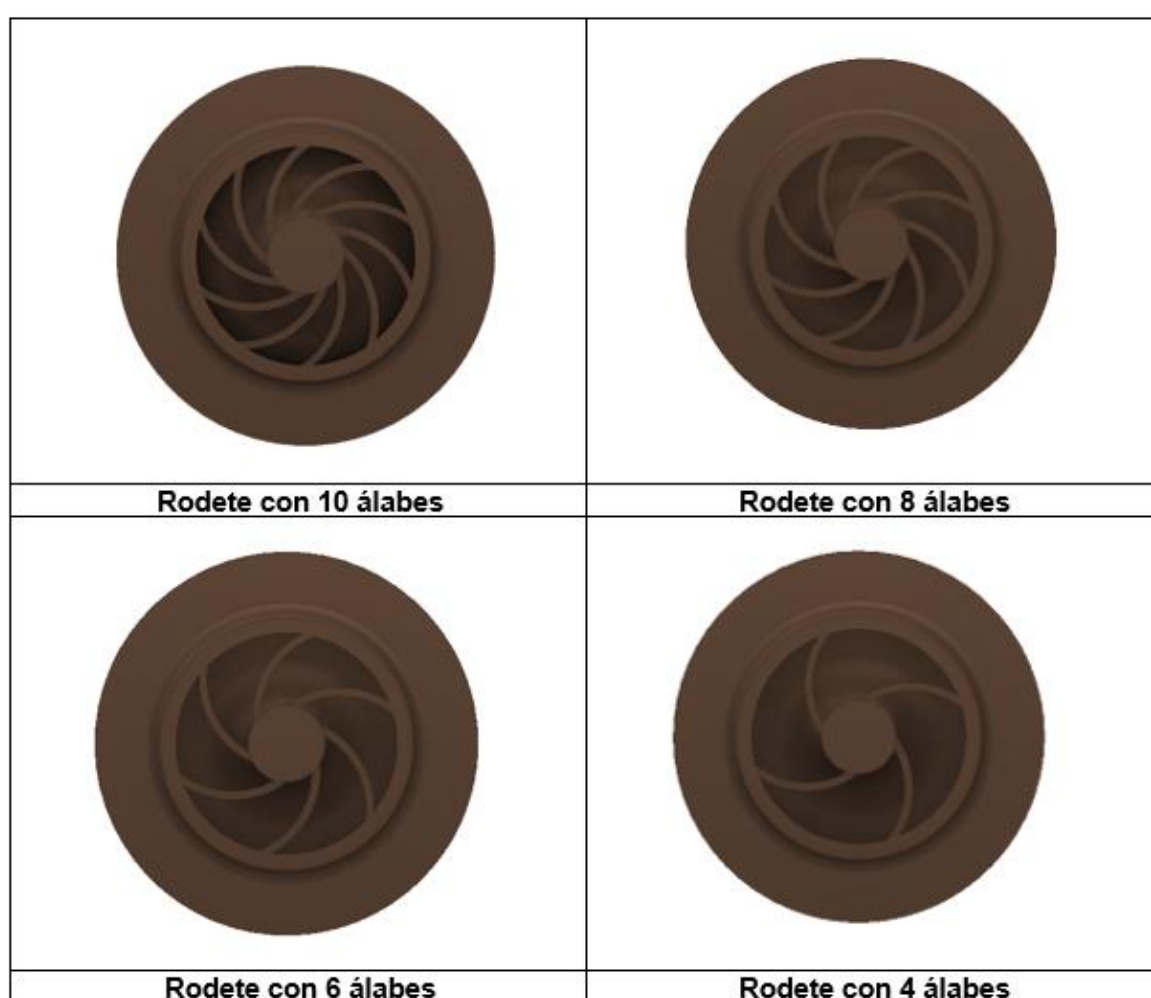
Figura 129 – Variación de la altura útil respecto al ángulo  $\beta_2$

Como se puede observar en la gráfica anterior a medida que el ángulo  $\beta_2$  aumenta también aumenta la altura útil obtenida.

### 13. VARIACIÓN DEL NÚMERO DE ÁLABES DEL RODETE (COEFICIENTE PFLEIDERER)

En este apartado se va a comprobar la influencia que tiene el número de álabes sobre la altura útil que proporciona la bomba porque como se vio en el capítulo 5 aplicando Euler se puede obtener la altura útil teórica, pero, si se aplica el coeficiente de Pfleiderer que depende del número de álabes se obtendrá la altura útil real.

Para poder verificar dicha influencia se crearán una serie de rodets con distintos número de álabes, pero siempre manteniendo la misma forma geométrica del álabe.



*Figura 130 – Rodetes con distinto número de álabes*

Una vez se tienen los rodetses diseñados para el estudio se procederá con la realización de la simulación como en el capítulo 10.2 y 10.3 aplicándose los siguientes parámetros:

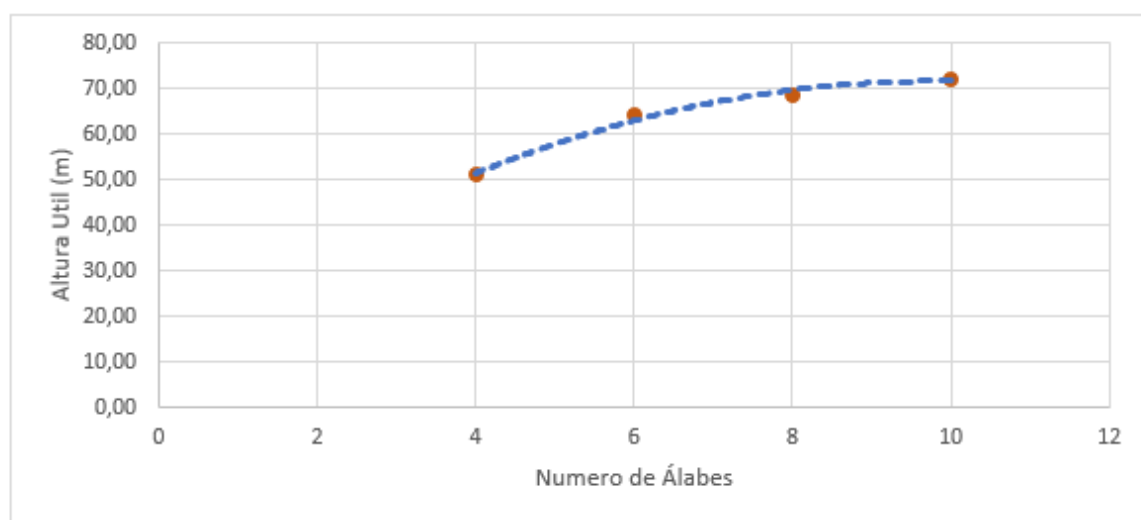
- Resolución del mallado: 4
- Velocidad de rotación: 2900 rpm
- Flujo másico: 63,88 kg/s

Cuando se finalicen todas las simulaciones se trazará una tabla agrupando los resultados obtenidos:

Número de Álabes	Presión salida Pa	Presión entrada Pa	Velocidad salida m/s	Velocidad entrada m/s	Altura Útil m
10	670977,6	-13413,09	8,314242	5,181428	71,99
8	635788,3	-13451,58	8,443074	5,18388	68,51
6	593701,4	-13445,02	8,345989	5,179334	64,14
4	465288,7	-13411,6	8,379294	5,181414	51,06

*Tabla 4 – Resultados obtenidos en cada rodete*

Representado los resultados anteriores mediante una gráfica, quedará de la siguiente forma:



*Figura 131 – Variación de la altura útil respecto al número de álabes del rodete*

Como se puede observar en la gráfica cuanto mayor es el número de álabes mayor es la altura útil que proporciona la bomba.

Para verificar los resultados obtenido, si se calcula el coeficiente de Pfleiderer correspondiente cada uno de los rodets y se representan los valores mediante una gráfica, se tiene que observar una tendencia similar como la obtenida en la gráfica anterior.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \operatorname{sen}\beta_2)}{z \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \operatorname{sen}28)}{10 \left[ 1 - \left( \frac{0,145}{0,25} \right)^2 \right]}} = 0,7901$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \operatorname{sen}\beta_2)}{z \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \operatorname{sen}28)}{8 \left[ 1 - \left( \frac{0,145}{0,25} \right)^2 \right]}} = 0,7507$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \operatorname{sen}\beta_2)}{z \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \operatorname{sen}28)}{6 \left[ 1 - \left( \frac{0,145}{0,25} \right)^2 \right]}} = 0,6931$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \operatorname{sen}\beta_2)}{z \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} = \frac{1}{1 + \frac{1,2 * (1 + \operatorname{sen}28)}{4 \left[ 1 - \left( \frac{0,145}{0,25} \right)^2 \right]}} = 0,6008$$

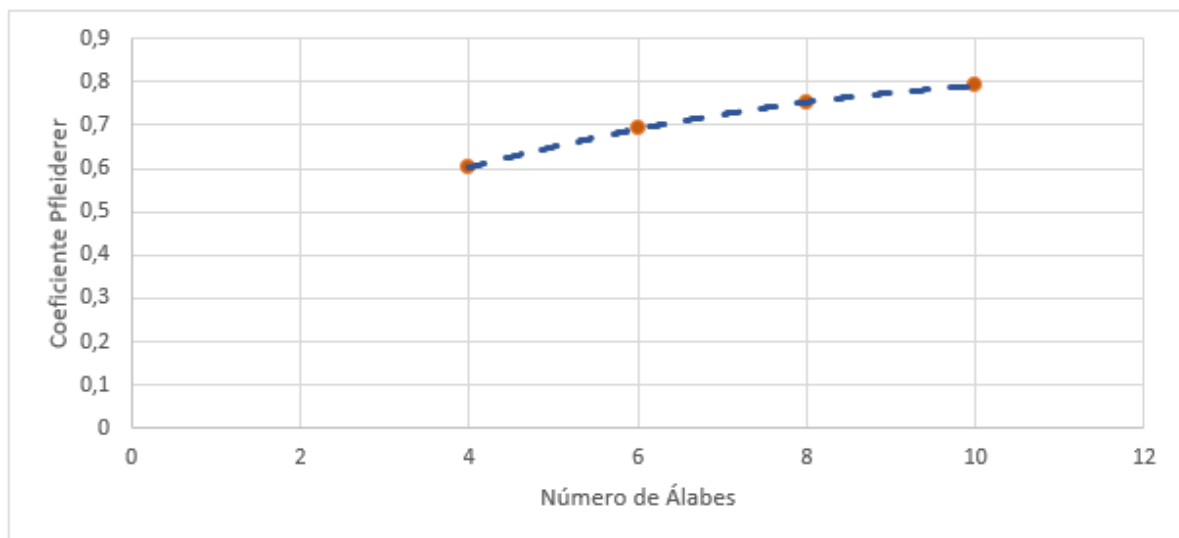


Figura 132 – Variación del coeficiente de Pfleiderer respecto al número de álabes

## 14. VERIFICACIÓN DE LAS RELACIONES DE SEMEJANZA

En este capítulo se intentarán corroborar las relaciones de semejanza que se explicaron en el capítulo 5.2.6 mediante la creación de un modelo a escala del prototipo inicial y su simulación.

Para realizar el nuevo modelo de forma sencilla y rápida se establecerá la relación geométrica  $\lambda = 0,5$  como dato de partida, entonces para cumplir la relación de semejanza geométrica bastará con escalar el modelo inicial por un factor de escala igual a  $\lambda$ .

Como Inventor Profesional no permite escalar modelo 3D complejos, se usará SolidWorks. Para ello se deberán exportar los tres componentes que componen el flujo del fluido de la simulación en formato .step que es un formato que reconoce SolidWorks.

Para ello se seguirán los siguientes pasos:

Se exportará cada componente en formato .Step

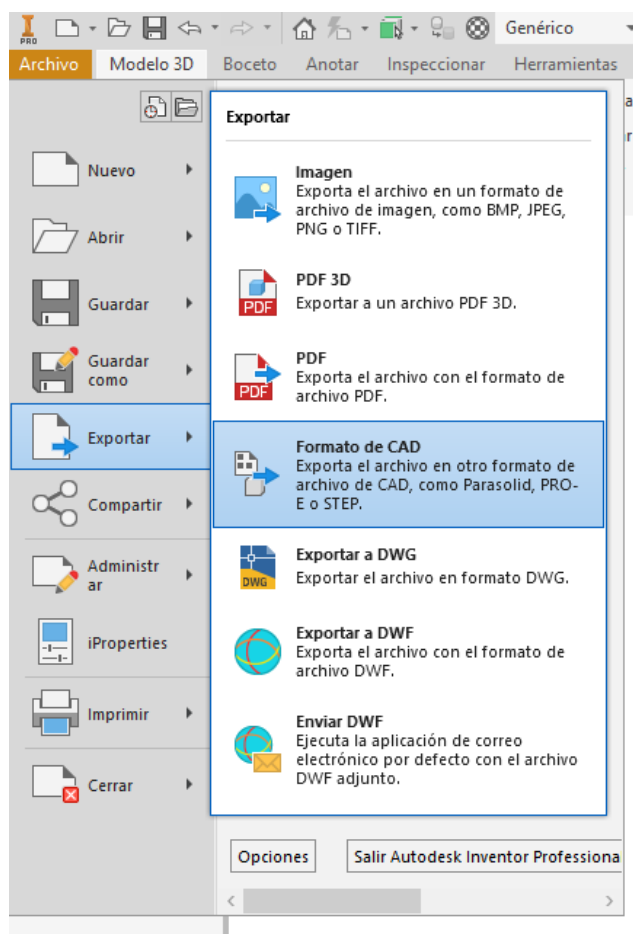


Figura 133 – Función exportar en Inventor Profesional

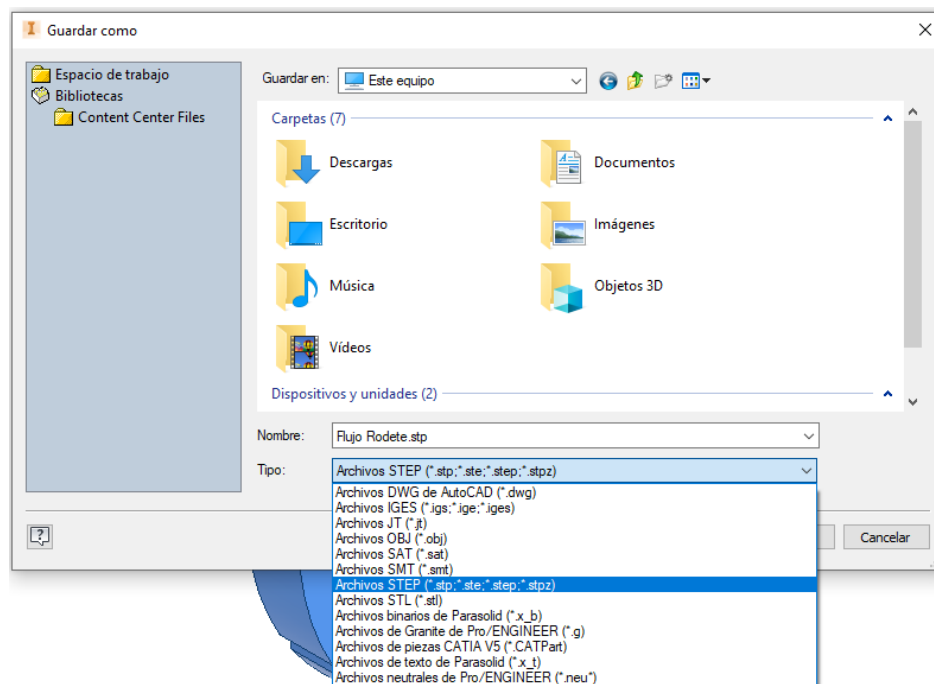


Figura 134 – Tipos de formato a los que permite exportar Inventor Profesional

Se importará la geometría en el software SolidWorks

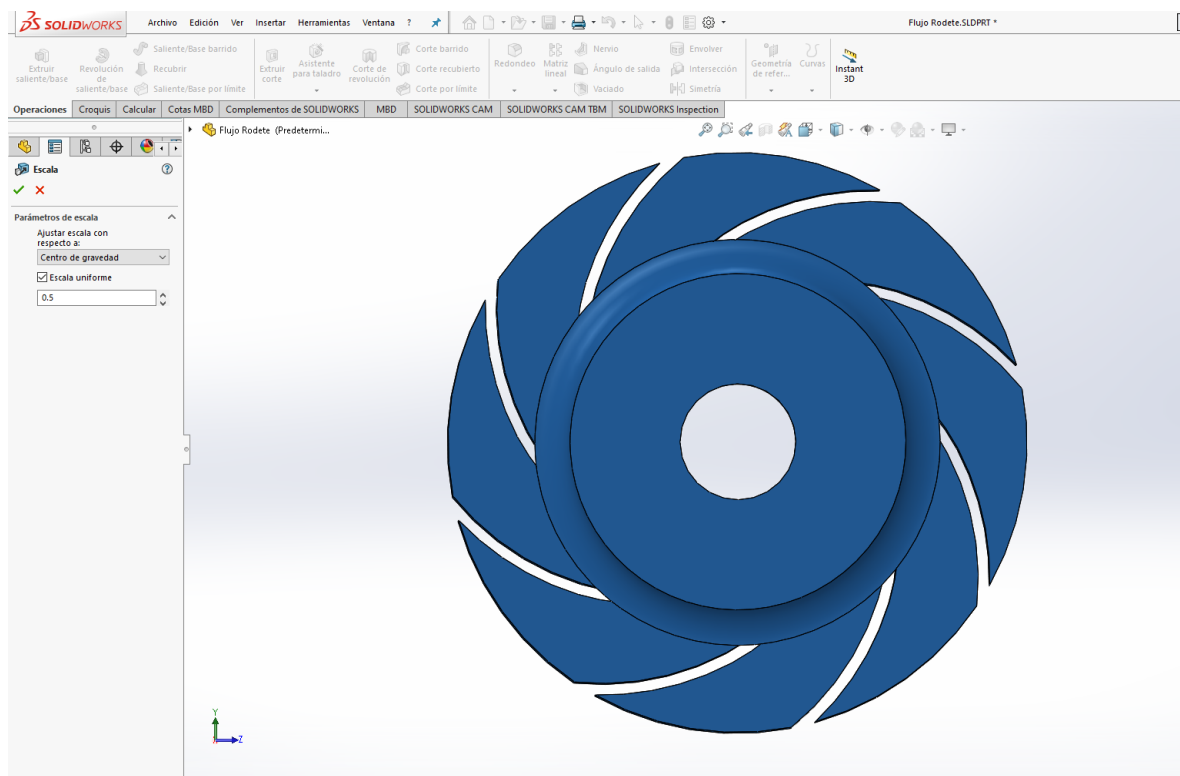


Figura 135 – Flujo del rodete importado en SolidWorks



Se utilizará el comando escala para escalar el modelo en un factor igual a 0,5

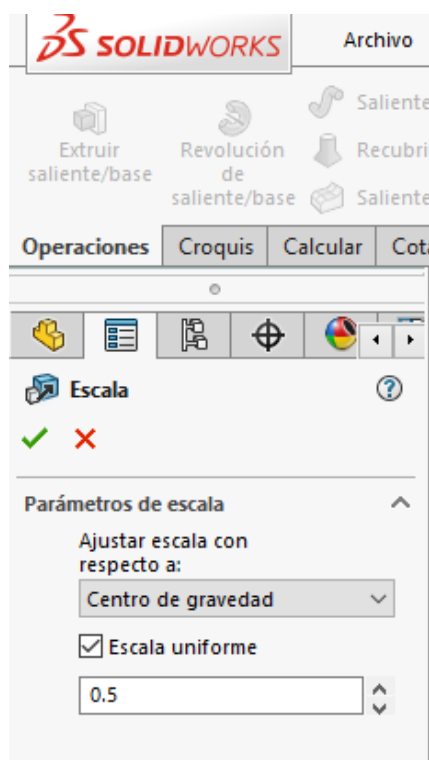


Figura 136 – Función escala SolidWorks

Se volverá a guardar la geometría modificada en formato .step, se importará de nuevo a Inventor Professional donde se realizará el ensamblaje nuevamente del modelo modificado.

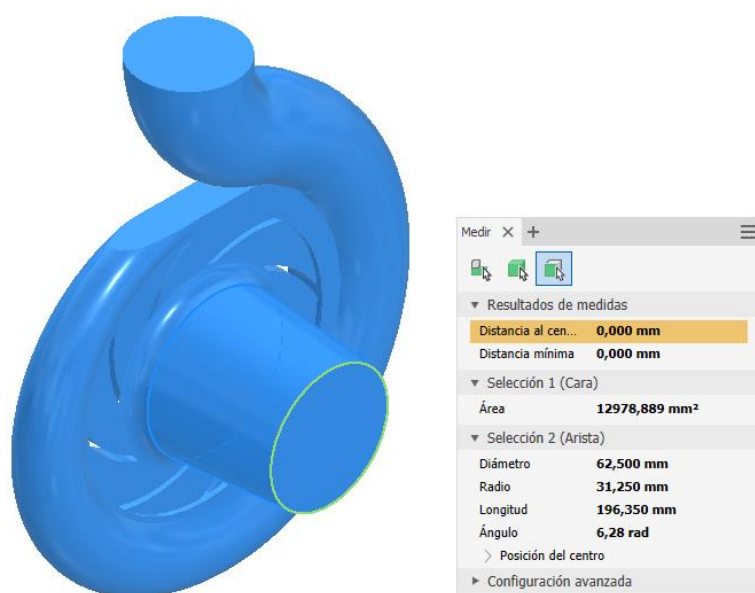


Figura 137 – Ensamblaje del fluido a escala

A continuación, se deberán obtener los parámetros necesarios para la simulación, como son la velocidad de rotación y el flujo másico. Para ello se supondrá que la velocidad de rotación es igual a la del modelo inicial (2900 rpm).

$$\alpha = \frac{n}{n_0} = \frac{\omega}{\omega_0} = 1$$

Como se conocen el valor de  $\lambda = 0,5$  y  $\alpha = 1$  se puede aplicar la relación de caudales

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{c_{mp} * A_p}{c_{mm} * A_m} = \frac{c_{mp} * \pi * D_p * b_p}{c_{mm} * \pi * D_m * b_m} = (\alpha * \lambda) * \lambda * \lambda = \alpha * \lambda^3$$

Seguidamente se realiza la simulación del nuevo modelo con los parámetros obtenidos con lo que se obtendrán los siguientes valores:

Modelo inicial:

Flujo Másico kg/s	Presión salida Pa	Presión entrada Pa	Velocidad salida m/s	Velocidad entrada m/s	Altura Útil m
63,88	635788,3	-13451,58	8,443074	5,18388	68,51

*Tabla 5 – Resultados obtenidos en el modelo inicial*

Modelo modificado:

Flujo Másico kg/s	Presión salida Pa	Presión entrada Pa	Velocidad salida m/s	Velocidad entrada m/s	Altura Útil m
7,985	153478,6	-3.353	4,206591	2,590567	16,56

*Tabla 6 – Resultados obtenidos en el modelo a escala*

Si se calcula la altura útil que es capaz de suministrar el nuevo modelo mediante la aplicación de la fórmula que relaciona las alturas se obtendrá:

$$\frac{H_{tp}}{H_{tm}} = \frac{(u_{2p} * C_{2up})/g}{(u_{2m} * C_{2um})/g} = (\alpha * \lambda) * (\alpha * \lambda) = \alpha^2 * \lambda^2$$

$$H_{tp} = 68,51 * (1^2 * 0,5^2) = 17,13 \text{ m}$$

Como se puede observar en los valores obtenidos mediante la simulación (16,56m) y el cálculo teórico (17,13m) no existe una gran diferencia, asumiendo que la simulación no es un cálculo con una precisión del 100% si no una aproximación se puede afirmar que la relación de semejanza queda verificada.

## 15. CONCLUSIONES

En este trabajo de fin de grado se ha desarrollado la teoría de turbomáquinas centrífugas especialmente en el Teorema de Bernoulli, la Ecuación de Euler y el Coeficiente de Pfleiderer que se han utilizado para comprender el funcionamiento y comportamiento de una bomba centrífuga.

Se ha realizado el modelado de las distintas partes que componen la bomba centrífuga mediante Inventor Profesional y después se ha creado el modelo 3D del flujo de fluido que recorrería dicha bomba.

Se han creado distintos modelos geométricos del rodete para modificar el flujo del fluido y estudiar sus variaciones.

Seguidamente se han realizado una serie de simulaciones, concretamente 32 simulaciones que han sido necesarias para realizar los distintos estudios. Durante las simulaciones se ha variado el número de nodos desde 56861 hasta 16945 comprobando que los datos proporcionados tienen un error del 1,4% entre la malla más precisa y la menos precisa, reduciendo de esta manera el tiempo entre simulaciones de 3 horas a 40 min.

Se han utilizado dos velocidades de rotación, las mismas que proporcionaba el fabricante para los puntos óptimos de funcionamiento (2900 rpm y 1450 rpm).

Se han obtenido las curvas características de la bomba centrífuga creada variando el flujo másico desde 100kg/s hasta 20kg/s en el caso de la velocidad de rotación de 2900 rpm y desde 65kg/s hasta 20kg/s en el caso de 1450 rpm. También, gracias a estas simulaciones, se ha podido ver como se distribuye la presión del fluido en el interior de la voluta para distintos flujos másicos.

Se han creado 6 rodetes distintos modificando el ángulo  $\beta_2$  de los álabes desde  $12^\circ$  hasta  $32^\circ$  de 4 en 4 para comprobar la Teoría de Euler y corroborar que, a medida que se aumenta este ángulo, aumenta la altura suministrada por la bomba.

También se han creado otros 3 rodetes más, variando el número de álabes para verificar el coeficiente de Pfleiderer en la simulación.

Para finalizar, se ha creado un modelo a escala 0,5 para verificar las relaciones de alturas y caudales entre el modelo inicial y el reducido, aplicándose las Leyes de Semejanza.

La principal finalidad de la simulación es demostrar que no es necesario elaborar un modelo físico real para realizar los distintos estudios de la bomba centrífuga ya que, gracias a las simulaciones realizadas con ANSYS, se pueden obtener datos aproximados del comportamiento real de la bomba.

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **PRESUPUESTO**

---

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA MEDIANTE  
LA CREACIÓN DE UN PROTOTIPO VIRTUAL**

En este apartado se va a cuantificar el coste económico que supondría realizar este estudio en el ámbito industrial, para ello se tendrá en cuenta el coste económico del equipo necesario, los distintos softwares empleados, las horas empleadas, el beneficio industrial, los gastos generales y I.V.A correspondiente.

#### Recursos humanos:

Durante la realización del proyecto de fin de grado se han ido anotando las horas de trabajo diaria de forma aproximada. El resultado total obtenido es de 480 horas de trabajo.

Para calcular los costes de los recursos humanos se considera el siguiente coste por hora:

Ingeniero licenciado: ..... 14,88 €/h

#### Recursos materiales:

En este apartado se deberá tener en cuenta el coste del software, hardware y consumibles utilizados durante los 4 meses de trabajo:

##### Software:

- ANSYS .....26400 €/año.
- Autocad .....2227€/año.
- Inventor Profesional.....2747€/año.
- SolidWorks .....6600€/año.
- Paquete Office..... 69€/año.

##### Hardware:

- Ordenador ..... 1500€.

##### Consumibles:

- Conexión a internet .....30€/mes.

##### Administrativos:

- Beneficio industrial ..... 6%.
- Gastos generales ..... 13%.
- I.V. A ..... 21%.

Resumiendo, los datos anteriores en una tabla y calculándose la parte proporcional de los costes de recursos materiales se obtendrá el valor final.

PRESUPUESTO TRABAJO FIN DE GRADO			
PARTIDAS	Precio Unidad	Unidades	Total
Recursos Humanos:			
• Ingeniero licenciado	14,88	480	7.142,4 €
Recursos Materiales:			
• ANSYS	26.400	0,33	8.712€
• AutoCAD	2.227	0,33	734,91 €
• Inventor Profesional	2.747	0,33	906,51 €
• SolidWorks	6.600	0,33	2.178 €
• Paquete Office	69	0,33	22,77 €
• Ordenador	1.500	0,083	124,5 €
• Conexión Internet	30	4	120 €
Subtotal			19941,09 €
• Beneficio Industrial		6%	1.196,47 €
• Gastos Generales		13%	2.592,34 €
• I.V.A		21%	4.187,63 €
TOTAL			27.917,53 €

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **ANEXO**

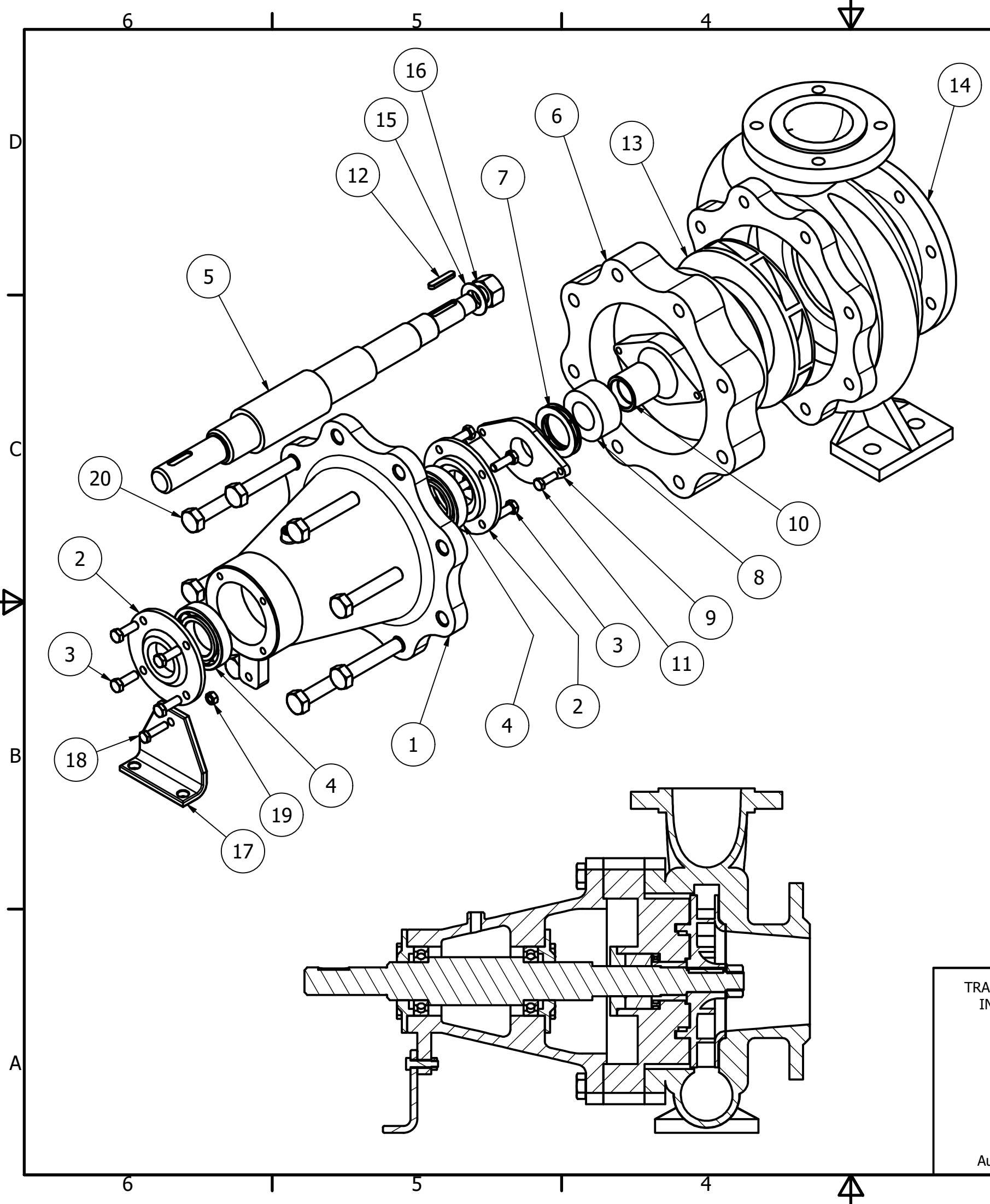
---

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA MEDIANTE  
LA CREACIÓN DE UN PROTOTIPO VIRTUAL**



**ÍNDICE ANEXO****1. Planos**

1.1 Plano de conjunto.....	145
1.2 Voluta .....	146
1.3 Rodete.....	147
1.4 Eje .....	148
1.5 Brida intermedia .....	149
1.6 Tapa posterior .....	150
1.7 Prensaestopas.....	151
1.8 Tapa rodamientos.....	152
1.9 Soporte.....	153
1.10 Casquillo.....	154
1.11 Anillo .....	155



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tapa Posterior	
2	2	Tapa rodamientos	
3	8	AS 1110 - M12 x 35	Pernos y tornillos métricos ISO
4	2	%3% BS 290 - SKF 6211	Rodamientos de bolas de una hilera
5	1	Eje	
6	1	Brida intermedia	
7	1	Anillo	
8	1	Estopa	
9	1	Prensaestopa	
10	1	Casquillo	
11	2	AS 1110 - M10 x 30	Pernos y tornillos métricos ISO
12	1	ISO 2491 - A 10 x 6 x 50	Chavetas paralelas delgadas
13	1	Rodete	
14	1	Voluta	
15	1	AS 1237 - 27 mm(2)	Arandelas de metal planas para uso general en ingeniería (serie métrica)
16	1	AS 1112 - M27 Tipo 10	Tuercas hexagonales ISO métricas
17	1	Soporte	
18	1	AS 1110 - M10 x 40	Pernos y tornillos métricos ISO
19	1	AS 1112 - M10 Tipo 5	Tuercas hexagonales ISO métricas
20	8	AS 1252 - M20 x 110	Pernos de acero de alta resistencia

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**UC**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

Autor: Alvaro García Amo

Proyecto: \_\_\_\_\_

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

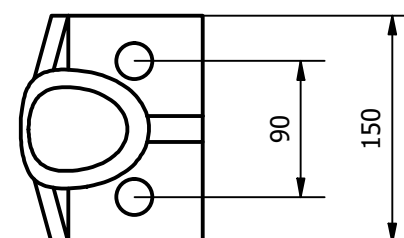
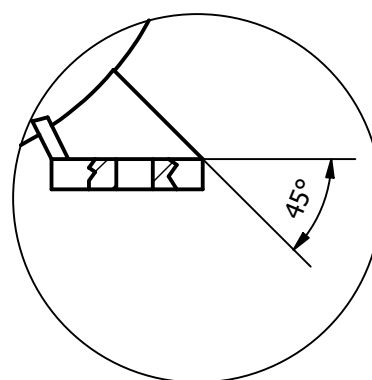
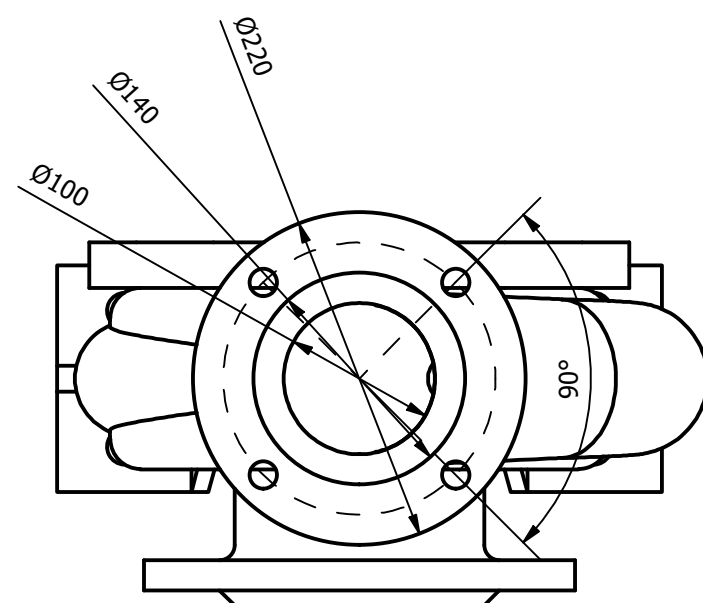
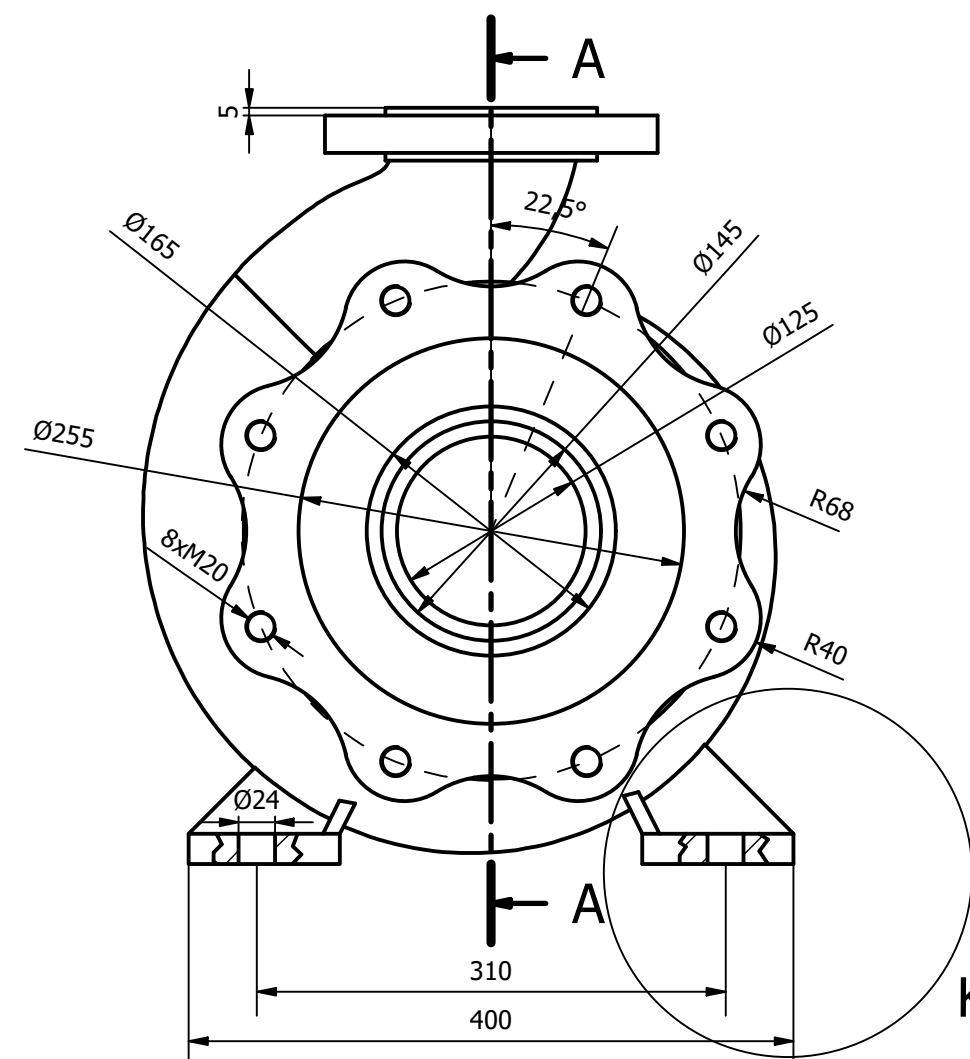
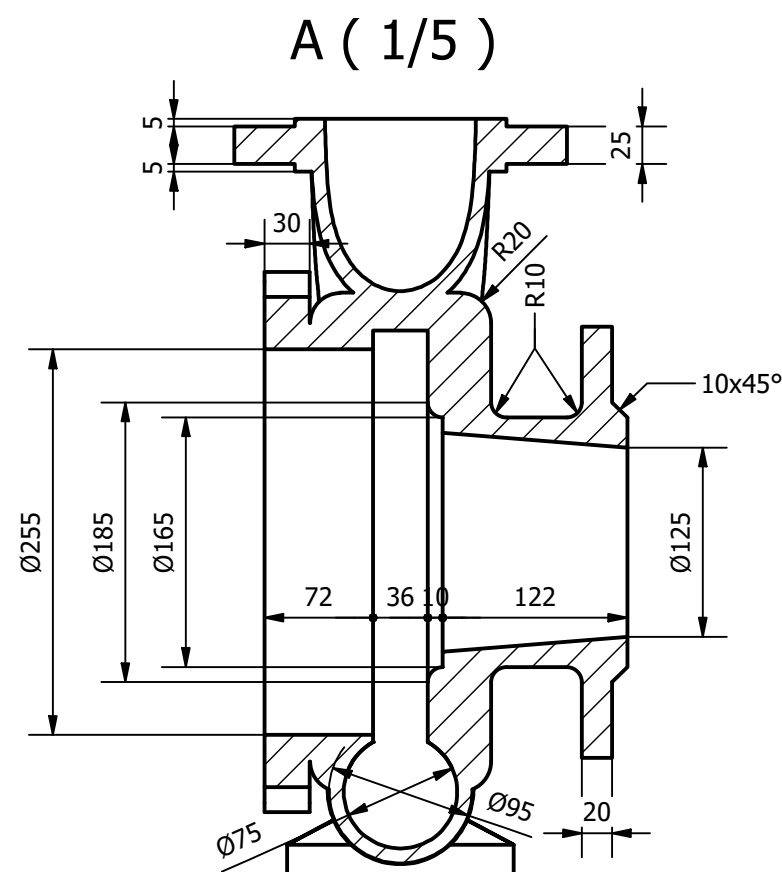
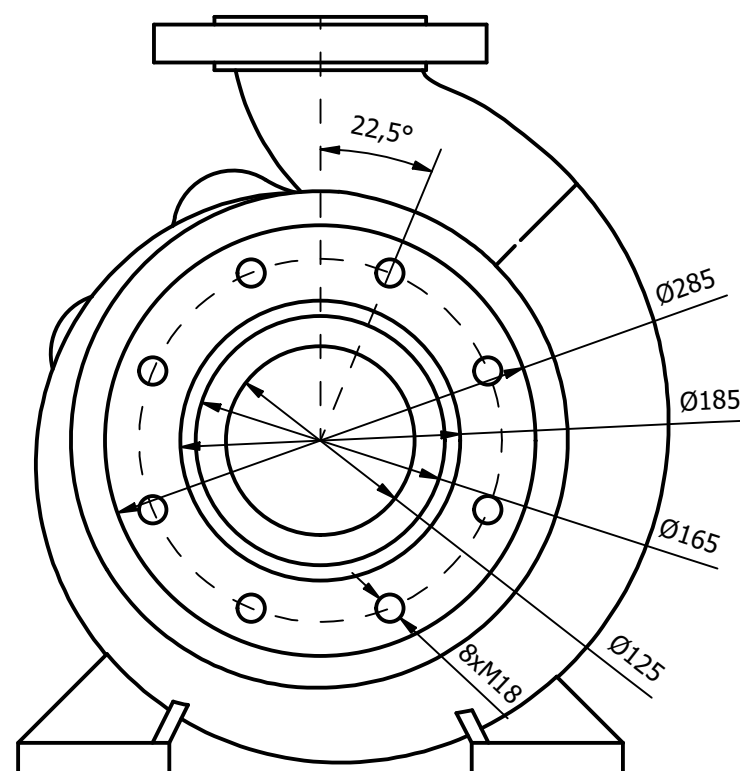
Fecha: 01/09/2020

Plano: PLANO DE CONJUNTO

Escala: \_\_\_\_\_

Sistema:

Nº Plano: 1



TRABAJO FIN DE GRADO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSIDAD  
DE CANTABRIA

Autor: Alvaro García Amo

Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

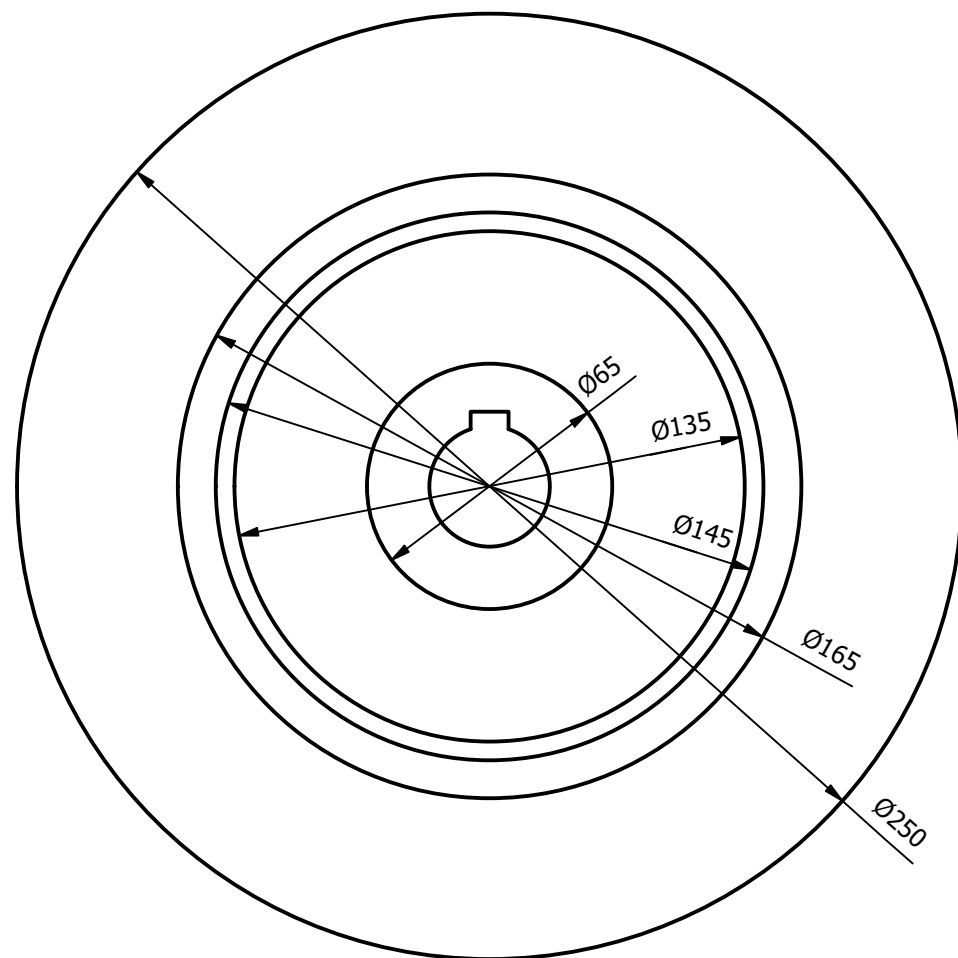
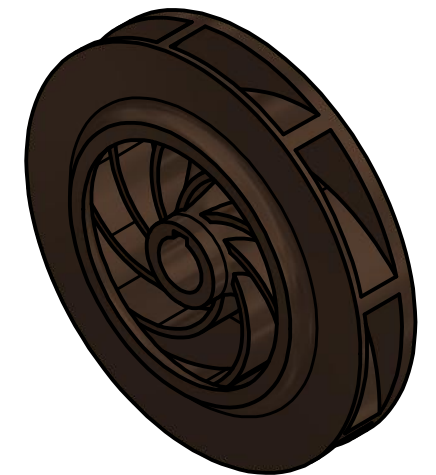
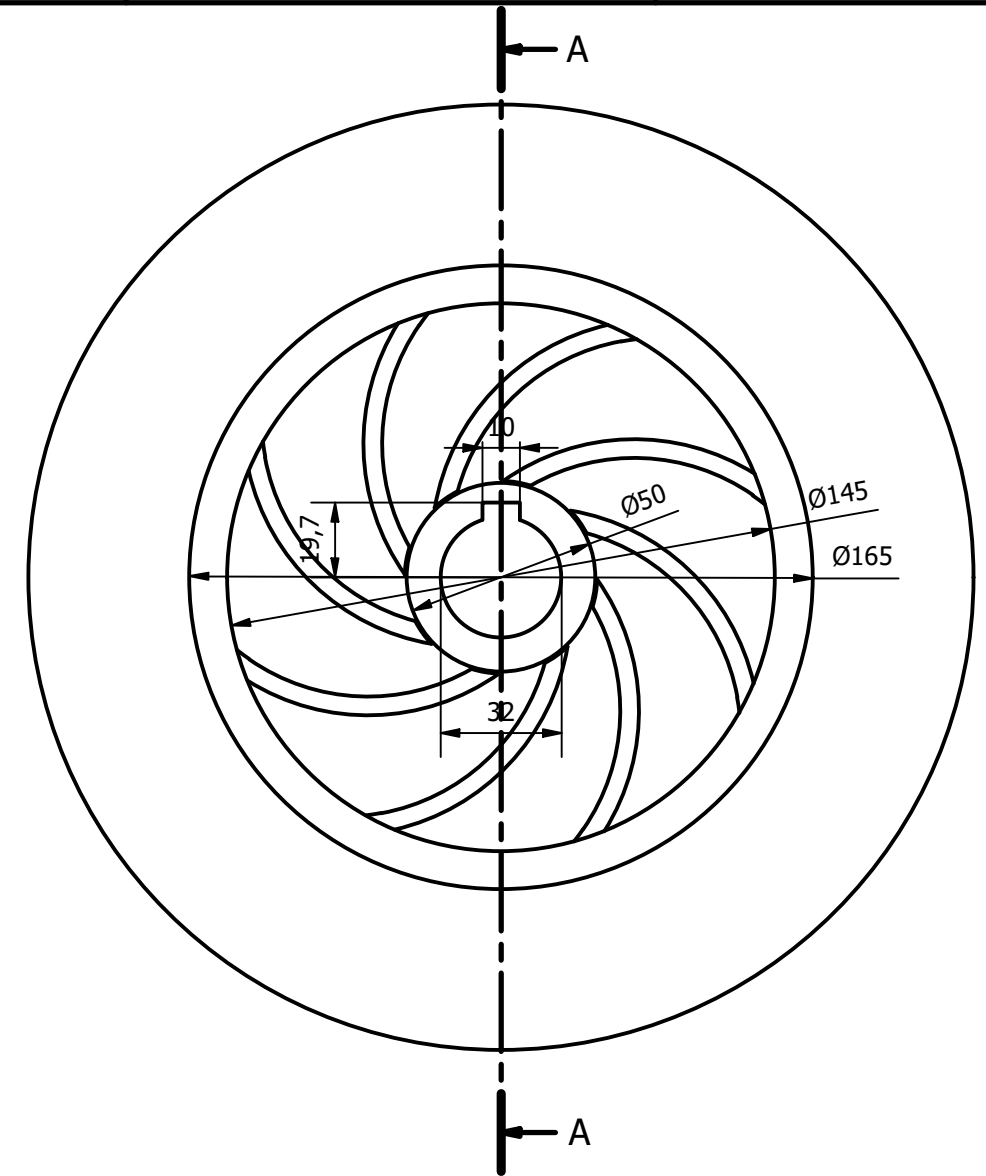
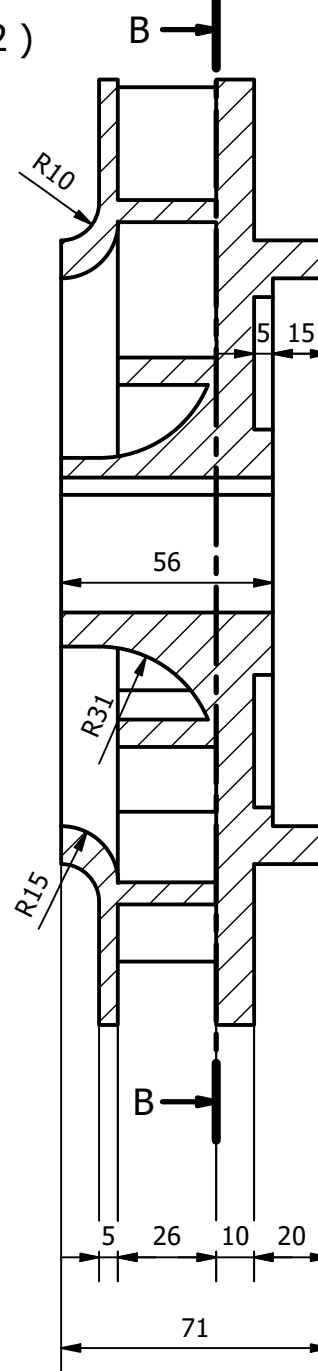
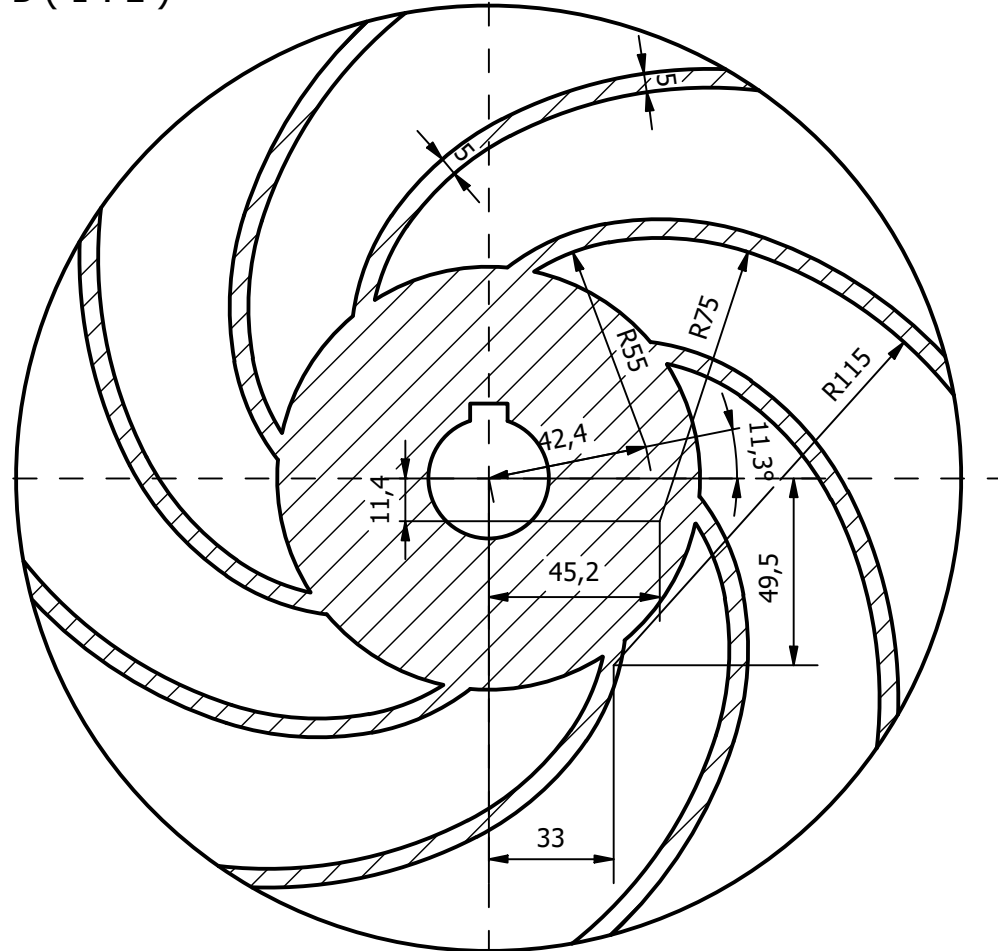
Fecha:  
01/09/2020

Escala:  
1/5

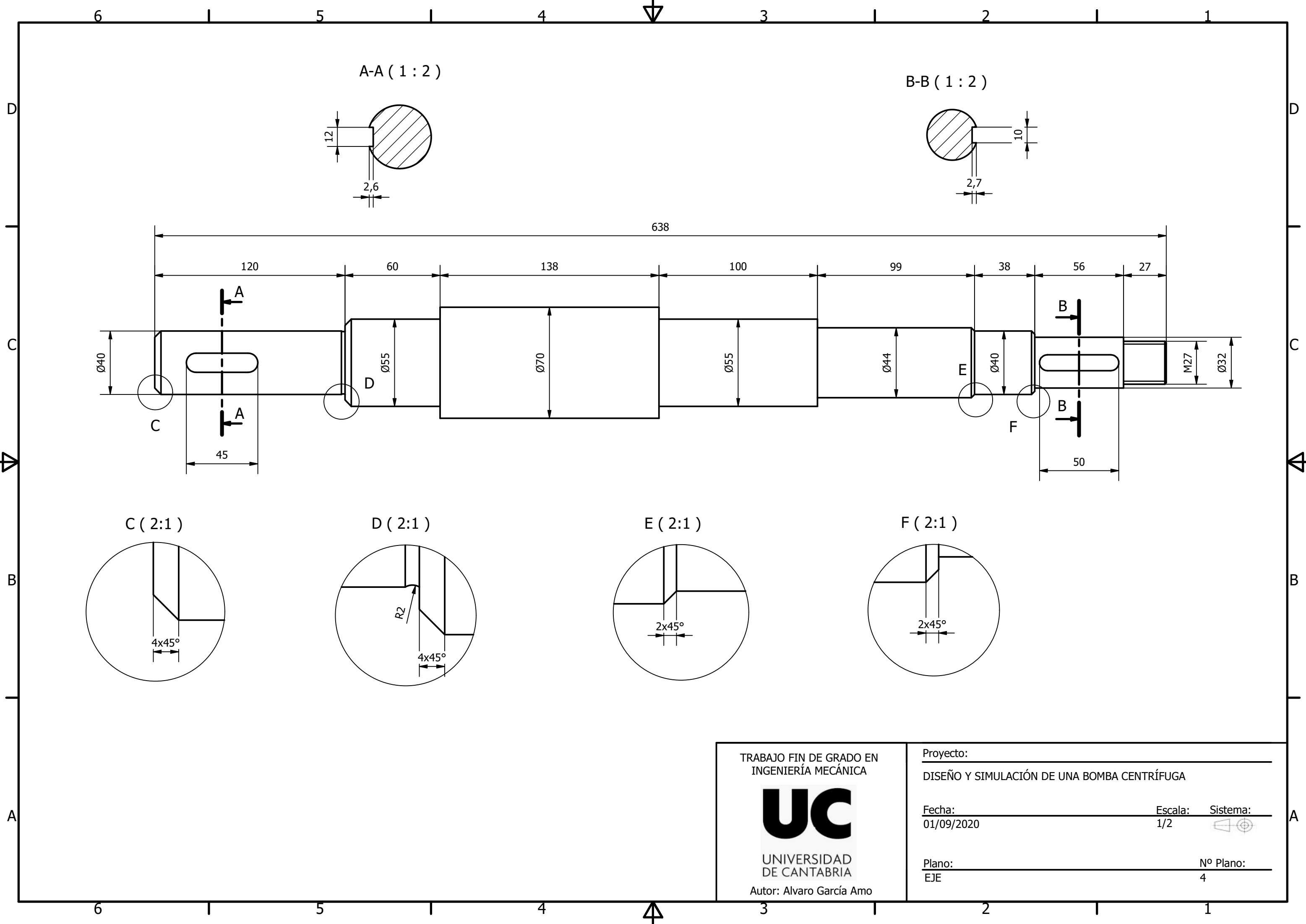
Sistema:

Plano:  
VOLUTA

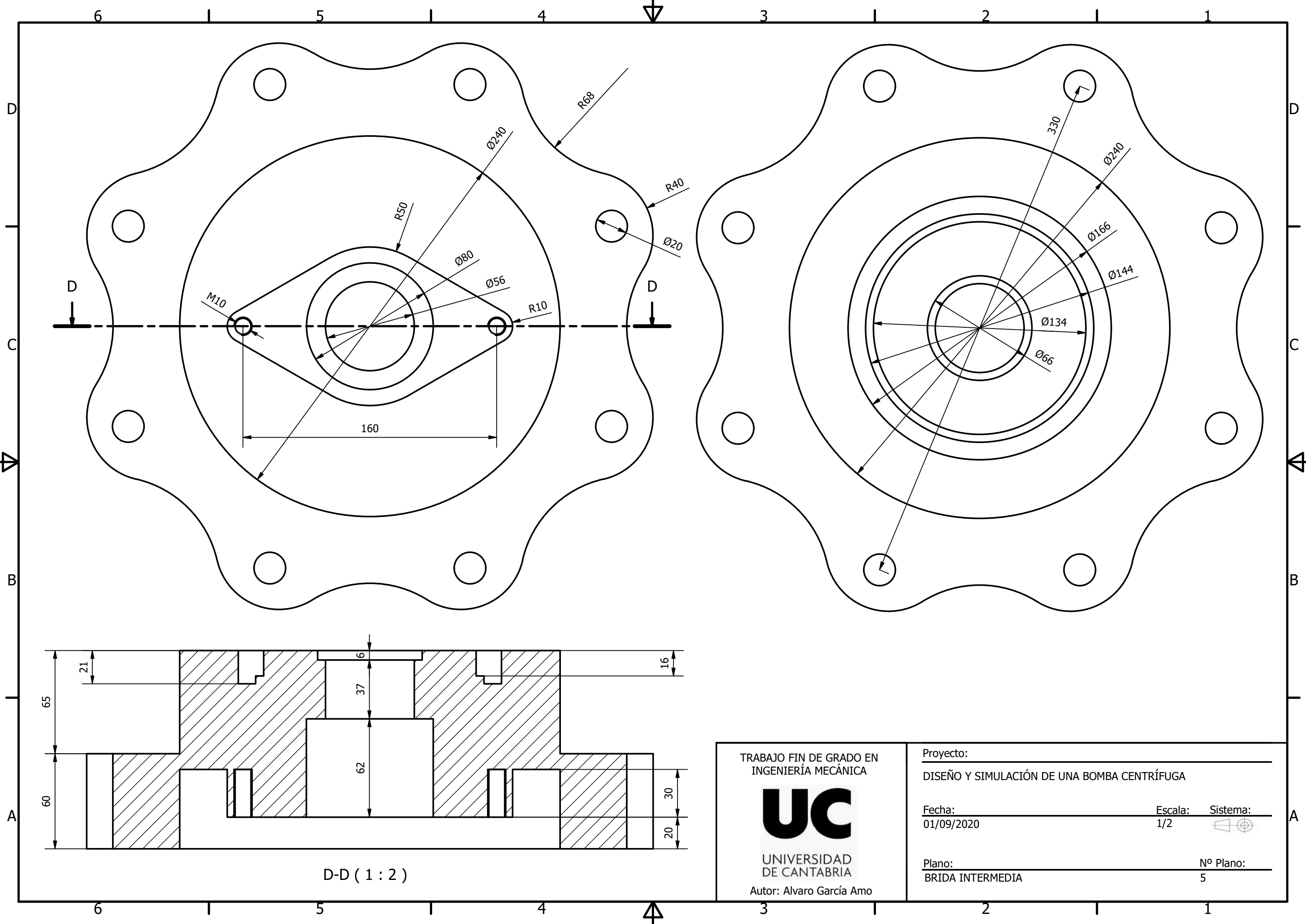
Nº Plano:  
2



Nº Plano:  
3



<p>TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA</p> <p><b>UC</b></p> <p>UNIVERSIDAD DE CANTABRIA</p> <p>Autor: Alvaro García Amo</p>	<p>Proyecto: _____</p> <p>DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA</p>		
	<p>Fecha: _____</p> <p>01/09/2020</p>	<p>Escala: _____</p> <p>1/2</p>	<p>Sistema: _____</p> <p></p>
	<p>Plano: _____</p> <p>EJE</p>		
	<p>Nº Plano: _____</p> <p>4</p>		



TRABAJO FIN DE GRADO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSIDAD  
DE CANTABRIA

Autor: Alvaro García Amo

Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Fecha:

01/09/2020

Escala:

1/2

Sistema:

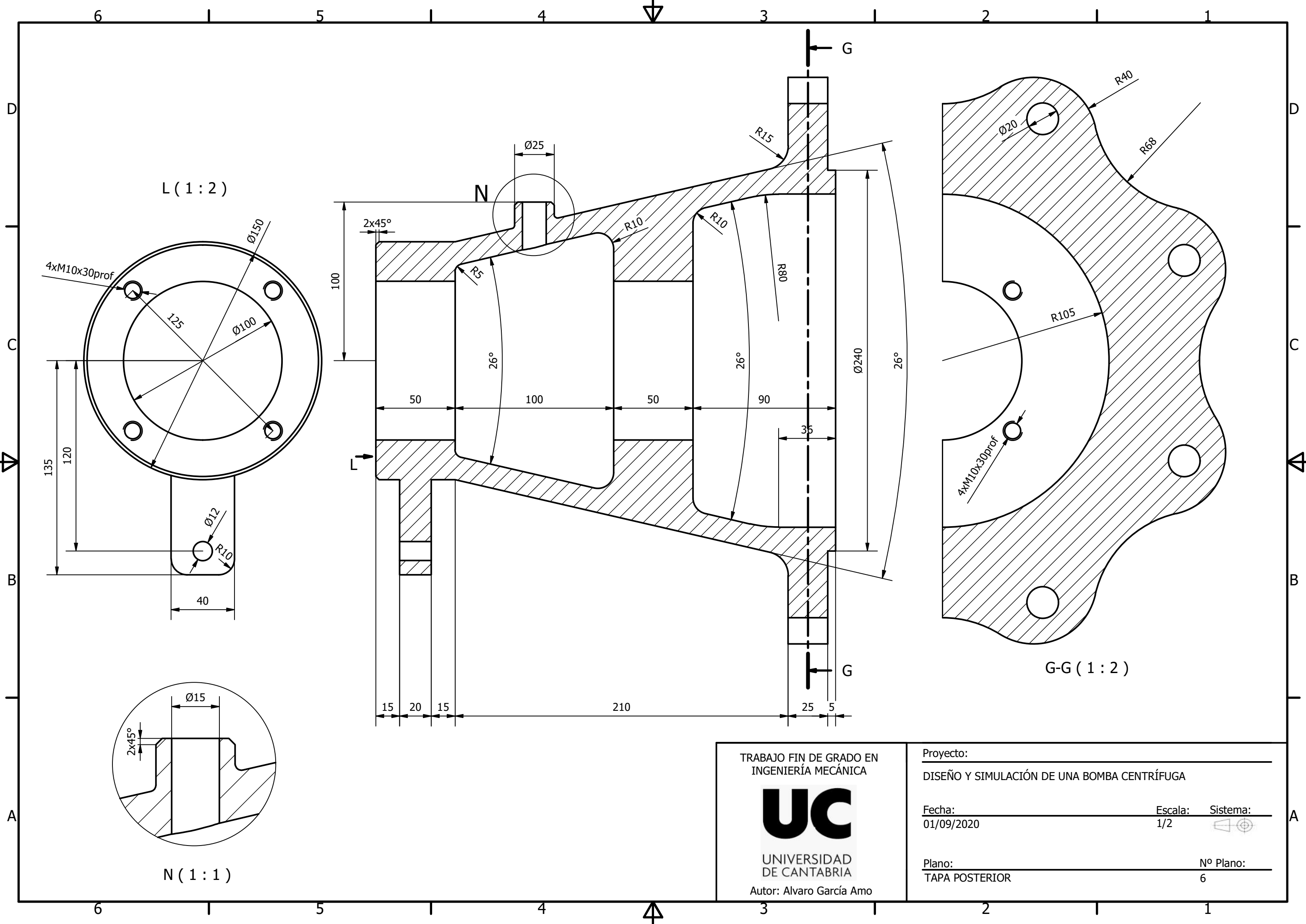



Plano:

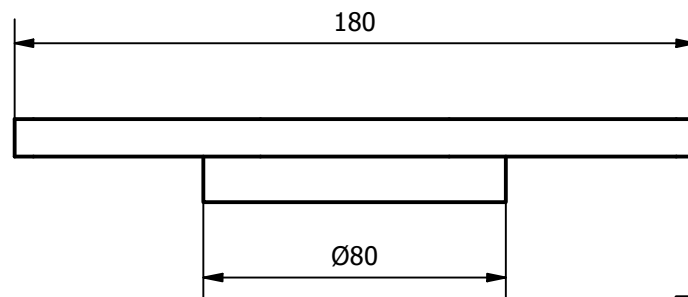
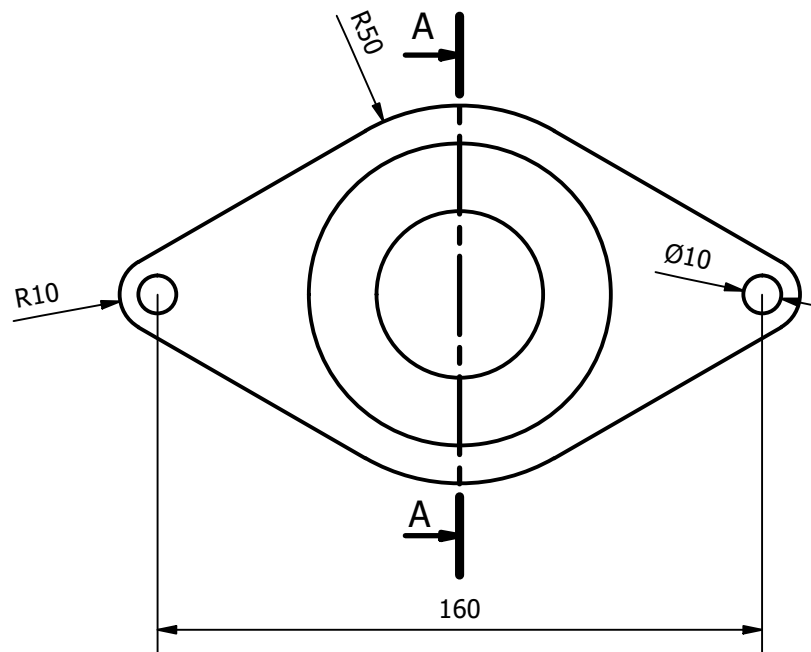
BRIDA INTERMEDIA

Nº Plano:

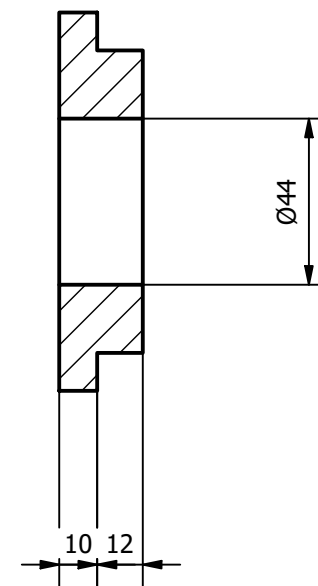
5



TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA		Proyecto:	
 UNIVERSIDAD DE CANTABRIA		DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA	
Autor: Alvaro García Amo		Fecha:	Escala:
		01/09/2020	1/2
		Sistema:	
		Plano:	Nº Plano:
		TAPA POSTERIOR	6



A-A ( 1 : 2 )



TRABAJO FIN DE GRADO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSIDAD  
DE CANTABRIA

Autor: Alvaro García Amo

Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Fecha:

01/09/2020

Escala:

1/2

Sistema:



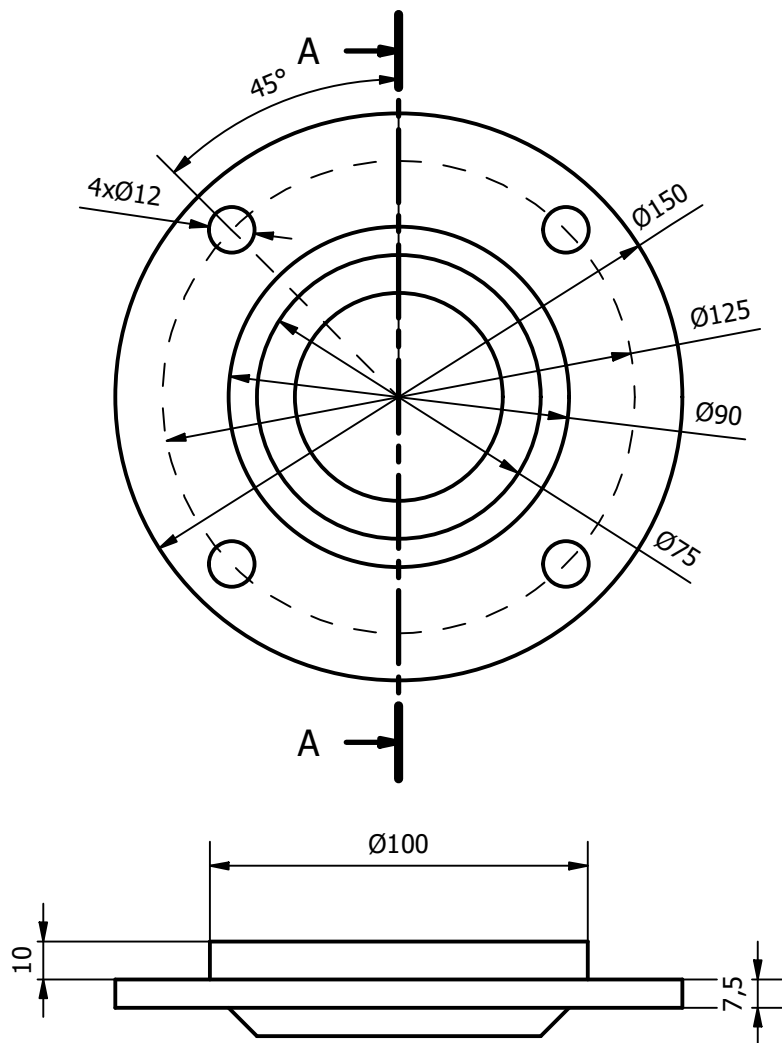
Plano:

PRENSAESTOPAS

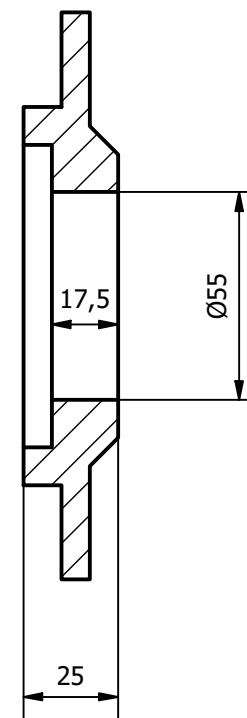
Nº Plano:

7





A-A ( 1 : 2 )



TRABAJO FIN DE GRADO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSIDAD  
DE CANTABRIA

Autor: Alvaro García Amo

Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Fecha:

01/09/2020

Escala:

1/2

Sistema:

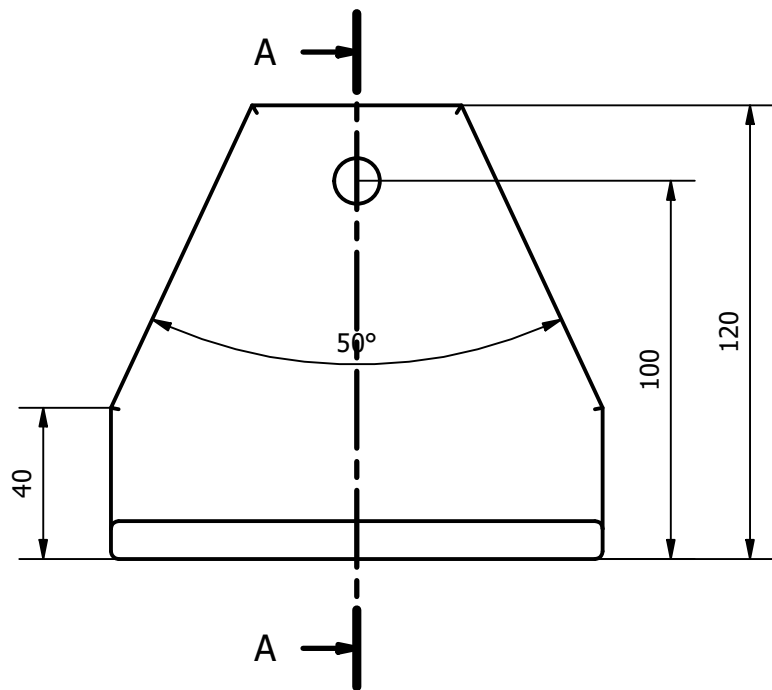


Plano:

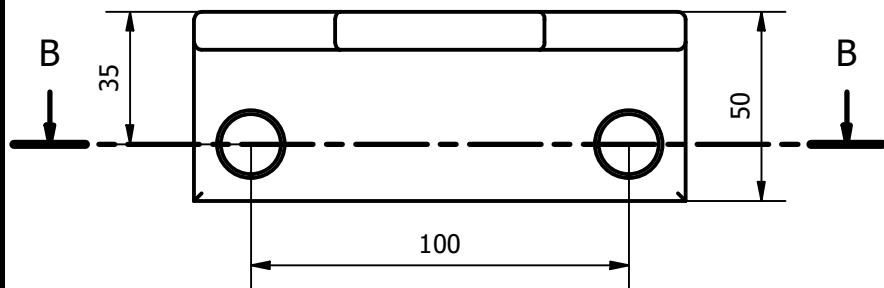
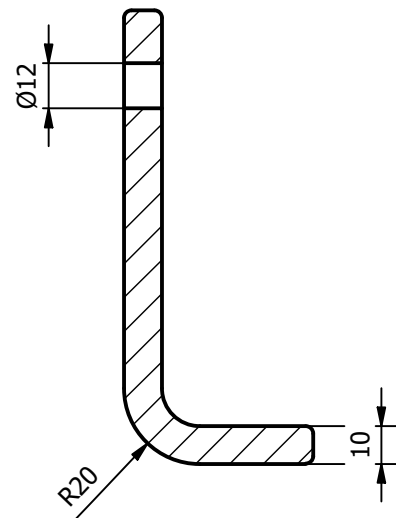
TAPA RODAMIENTOS

Nº Plano:

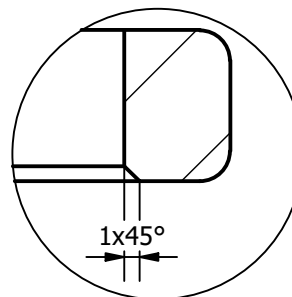
8



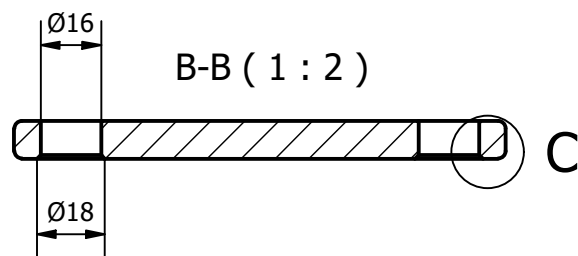
A-A ( 1 : 2 )



C ( 2:1 )



Redondeos no acotados R = 2  
Todas las unidades en mm



B-B ( 1 : 2 )

TRABAJO FIN DE GRADO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA

**UC**

UNIVERSIDAD  
DE CANTABRIA

Autor: Alvaro García Amo

Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Fecha:

01/09/2020

Escala:

1/2

Sistema:

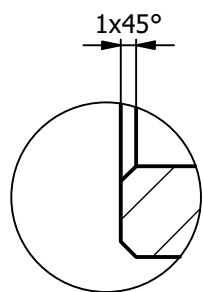
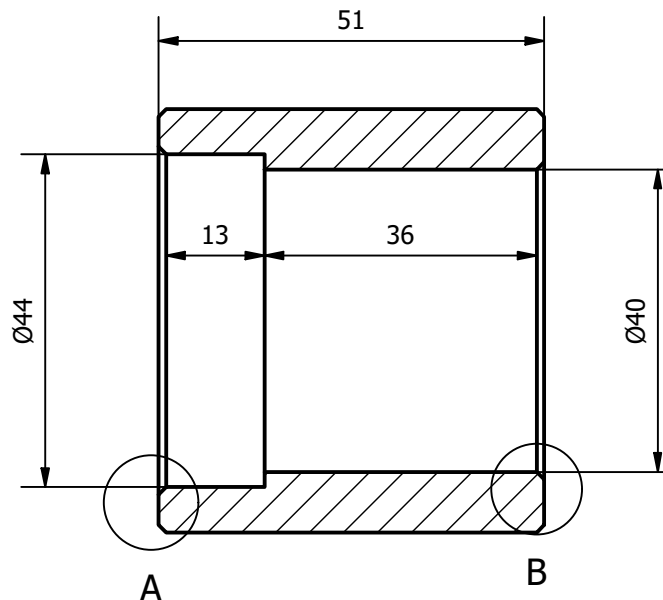
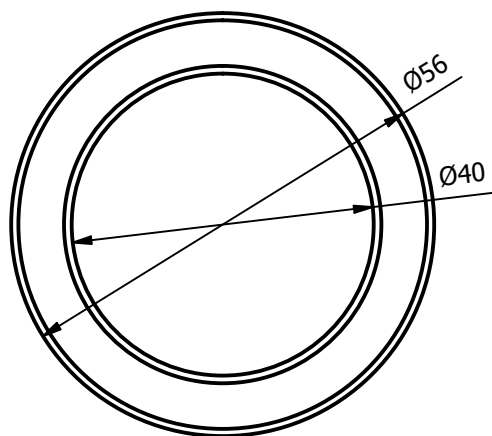


Plano:

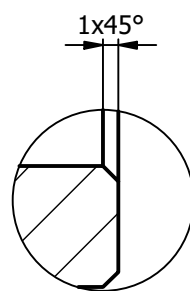
SOPORTE

Nº Plano:

9



A ( 2 : 1 )



B ( 2 : 1 )

TRABAJO FIN DE GRADO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSIDAD  
DE CANTABRIA

Autor: Alvaro García Amo

Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Fecha:

01/09/2020

Escala:

1/1

Sistema:

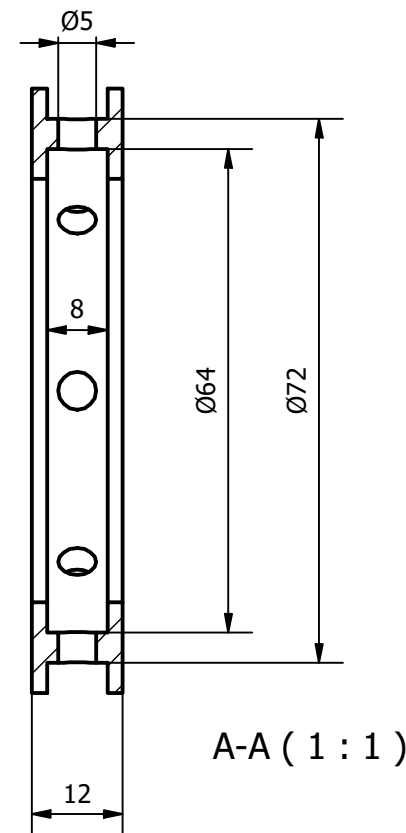
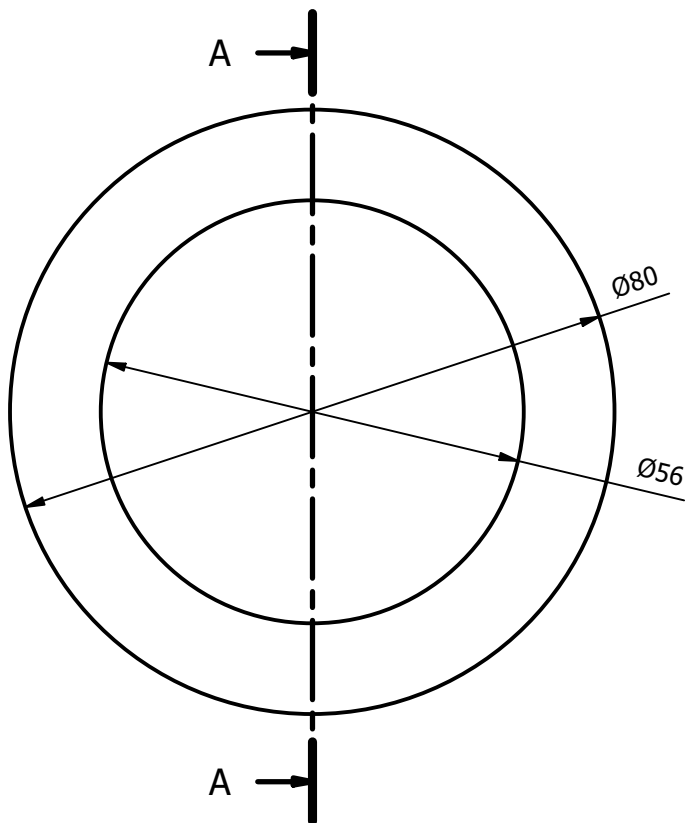


Plano:

CASQUILLO

Nº Plano:

10



TRABAJO FIN DE GRADO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSIDAD  
DE CANTABRIA

Autor: Alvaro García Amo

Proyecto:

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Fecha:

01/09/2020

Escala:

1/1

Sistema:



Plano:

ANILLO

Nº Plano:

11

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

# **BIBLIOGRAFÍA**

---

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA MEDIANTE  
LA CREACIÓN DE UN PROTOTIPO VIRTUAL**

C. Mataix, Turbomáquinas hidráulicas: turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores, 2ª ed., Madrid: Universidad Pontificia Comillas, 2009.

C. Mataix, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 2ª ed., Madrid: Ediciones del Castillo 1986.

P. Fernández Díez, Mecánica de Fluidos, Universidad de Cantabria, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética.

Enrique Carnicer Royo & Concepción Mainar Hasta; Bombas Centrifugas, 2ª Ed

C. J. Renedo, I. Fernández Diego, K. Carcedo Haya y F. Ortiz Fernández, Sistemas y Maquinas Fluidos Mecánicas, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria.

ANSYS, Inc, ANSYS 19.2 Fluent tutorial guide

Kirloskar Brothers Limited Catalogue

[1]<https://makinandovelez.wordpress.com/2020/01/23/rendimiento-de-una-bomba-hidraulica>

[2][https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Pompe\\_pneumatique\\_membrane\\_tapflo.png](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Pompe_pneumatique_membrane_tapflo.png)

[3]<https://www.bauhaus.es/filtros-de-arena/gre-bomba-de-piscina-autoaspirante-premium/p/24259680>

[4]<https://www.directindustry.es/prod/zeco/product-213425-2191225.html>

[5]<https://ingelibreblog.wordpress.com/2014/04/04/fundamentos-de-las-turbomaquinas/>

[6]<http://turbimar.com/producto/cras-in-dictum/>

[7]<https://www.wb-machinery.com/es/volute-pump.html>

[8]<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html>

[9]<https://areamecanica.wordpress.com/2011/09/22/ingenieria-mecanica-el-sellado-de-ejes-en-bombas-centrifugas/>

[10]<http://bdigital.unal.edu.co/11934/23/3353962.2007.Parte6.pdf>

[11]<http://www.seilaf.com/descarga-documentos/formacion/33->

[12]<https://pfernandezdiez.es/es/libro?id=8>

[13][http://www.kirloskarpumps.com/download/IOM/Pdf\\_821201931704PMIOM\\_DB.pdf](http://www.kirloskarpumps.com/download/IOM/Pdf_821201931704PMIOM_DB.pdf)

[14]<https://www.directindustry.es/prod/kirloskar/product-139867-1739229.html>

[15] [http://www.kirloskarpumps.com/download/prod\\_catalogue/04%20DB.pdf](http://www.kirloskarpumps.com/download/prod_catalogue/04%20DB.pdf)

[16] <https://www.frbb.utn.edu.ar/utec/9/n03.html>